

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh ozubení převodovky osobního automobilu z hlediska měrných skluzů

Gearing Design for Passenger Car
Gearbox from the Point of View of
Specific Sliding

Student:

Bc. Lukáš Klapetek

Osobní číslo

KLA0081

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Klapetek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh ozubení převodovky osobního automobilu z hlediska měrných skluzů**
Gearing Design for Passenger Car Gearbox from the Point of View of Specific Sliding

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Pro typickou převodovku osobního automobilu (na základě zmapování více převodovek) proveďte podrobnou analýzu měrných skluzů ozubených soukolí. Vytipujte problematická místa a proveďte návrh nové geometrie ozubení.

Přitom zohledněte:

- možnost dosažení vyrovnaných měrných skluzů,
- nezvýšení stávajících ohybových a kontaktních napětí,
- možnost zachování nebo zrušení hlavových sražení a související vliv na obě napětí.

V úvodu práce vypracujte detailní teoretický rozbor skluzových rychlostí a měrných skluzů u evolventního soukolí. Rovněž vytvořte přehled vlivů geometrických a záběrových parametrů na velikosti měrných skluzů soukolí. Výkresová dokumentace není požadována.

Seznam doporučené odborné literatury:

Moravec, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II. Čelní ozubená kola*. Montanex, a.s. Ostrava, 2001. ISBN 978-80-7225-051-5

Němček, M.: *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. Montanex a.s. Ostrava, 2003 ISBN 80-7225-111-2

Šalamoun, Č., Suchý, M.: *Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením*. SNTL Praha, 1990. ISBN 80-03-00532-9

ISO 6336 – *Calculation of load capacity of spur and helical gears*

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

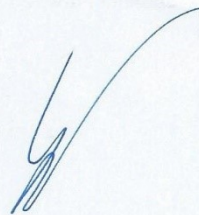
Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.
vedoucí katedry

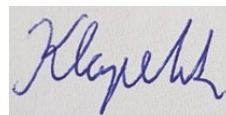


prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Opavě dne 15. května 2020

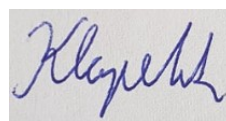
A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Klapetek', is shown within a rectangular frame.

.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše)
- беру на вѣдомі, že-podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů-že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Opavě dne 15. května 2020



.....
Podpis studenta

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce prof. Dr. Ing. Miloši Němčekomu a Ing. Jaroslavu Prokopovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky, které mi poskytli při vypracování této práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KLAPETEK, L. *Návrh ozubení převodovky osobního automobilu z hlediska měrných skluzů: diplomová práce* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2020, 47 s. Vedoucí práce: Němček, M.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem geometrie ozubení převodovky osobního automobilu z hlediska měrných skluzů. V úvodu je popsáno rozdělení automobilových převodovek, dále je proveden teoretický rozbor ozubení z hlediska vlivu jednotlivých geometrických a záběrových parametrů na velikost měrných skluzů. V diplomové práci je dále proveden výpočet měrných skluzů a teoretické hodnoty ohybových a kontaktních napětí typické převodovky osobního automobilu na který navazuje nový návrh geometrie ozubení typické převodovky osobního automobilu.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KLAPETEK, L. *Gearing Design for Passenger Car Gearbox from the Point of View of Specific Sliding: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2020, 47 p. Thesis head: Němček, M.

This master thesis deals with the geometry design of the passenger car gearbox from a specific sliding standpoint. The introductory section contains division of automotive gearboxes, theoretical analysis of the influence of individual geometrical parameters on the specific sliding size. In the next part of the document is made a complete calculation and are listed theoretical values of bending stress and contact stress in typical passenger car gearbox. These calculations are followed by the design of a new gear geometry.

Obsah

Seznam použitého značení, symbolů a zkratk	1
1. Úvod	3
1.1. Cíle diplomové práce.....	3
2. Druhy automobilových převodovek.....	4
2.1. Rozdělení dle způsobu změny převodového poměru.....	4
2.1.1. Převodovka stupňová.....	4
2.1.2. Převodovka plynulá.....	4
2.2. Rozdělení podle provedení řazení rychlostních stupňů	5
2.2.1. Samočinné převodovky (automatické)	5
2.3. Rozdělení podle konstrukčního řešení.....	6
2.3.1. Převodovky řemenové	6
2.3.2. Převodovky planetové.....	7
2.3.3. Převodovky s ozubenými koly čelními	8
3. Geometrický rozbor ozubených kol z hlediska měrných skluzů	10
3.1. Rychlostní poměry v ozubení	10
3.2. Měrné skluzy	12
3.2.1. Výpočet velikostí měrných skluzů	13
3.2.2. Korekce na vyrovnaní měrných skluzů.....	14
3.2.3. Korekce na minimální měrné skluzy	15
3.3. Vliv geometrických parametrů na velikosti měrných skluzů.....	16
3.3.1. Vliv velikostí jednotkových korekcí na velikosti měrných skluzů	16
3.3.2. Vliv úhlu profilu α na velikost měrných skluzů.....	17
4. Hlavová sražení	21
4.1. Realizace hlavových sražení	21
4.2. Vliv sražení na velikost měrných skluzů	22
5. Výpočet ozubení typické převodovky osobního automobilu.....	24
5.1. Zadávání hodnot parametrů ozubení do programu „Geometrie“	24
5.1.1. Výpočet jednotkových korekcí	25
5.1.2. Výpočet boční vůle	26
5.1.3. Parametry hlavových sražení	27
5.2. Výpočet hodnot měrných skluzů jednotlivých převodových stupňů.....	27
5.3. Výpočet ohybových a kontaktních napětí u řešené převodovky	29
5.3.1. Zadání parametrů ozubení do programu ISO 6636 (geometrie, materiál, přesnost, rozměry, součinitele) pro první převodový stupeň.....	29
5.3.2. Zadání parametrů ozubení do programu ISO 6636 (Zadání ekvivalentního momentu, otáček a cyklů).....	30

6.	Návrh nové geometrie ozubení.....	35
6.1.	Návrh ozubení s vyrovnanými měrnými skluzy a zrušením hlavových sražení.....	35
6.1.1.	Zrušení hlavových sražení a jejich vliv na napětí.....	35
6.1.2.	Změna parametrů pro nový návrh ozubení	37
6.1.3.	Výpočet hodnot měrných skluzů u návrhu bez sražení	40
6.1.4.	Pevnostní výpočet nového ozubení (bez sražení)	40
6.2.	Návrh ozubení s vyrovnanými měrnými skluzy a zachováním stávajících hlavových sražení	41
6.2.1.	Rozložení jednotkových korekcí návrhu se sražením.....	42
6.2.2.	Změna hlavových průměrů	42
6.2.3.	Hodnoty měrných skluzů u návrhu se sražením	42
6.2.4.	Pevnostní výpočet nového ozubení (se sražením)	43
7.	Závěr.....	45
8.	Literatura.....	46
9.	Seznam příloh.....	47

Seznam použitého značení, symbolů a zkratk

zkratka	význam	Jednotka
a	Osová vzdálenost kol roztečná	[mm]
a_w	Osová vzdálenost kol pracovní	[mm]
C	Konstanta boční vůle	[-]
D_d	Dynamický průměr kola	[mm]
d	Průměr roztečný	[mm]
d_a	Průměr hlavový	[mm]
d_b	Průměr základní	[mm]
d_w	Průměr valivý	[mm]
d_X	Průměr roztečný definován bodem X	[mm]
ds	Elementární oblouk	[mm]
h_a^*	Poměrná výška hlavy zubu	[-]
j	Boční vůle	[mm]
m_n	Normální modul	[mm]
N_{SZ}	Počet cyklů na velkém kole stálého záběru	[cyklů]
N_{vys}	Počet cyklů na výstupní hřídeli převodovky	[cyklů]
n_{motoru}	Otáčky motoru	[min ⁻¹]
$n_{pastorku\ SZ}^1$	„Střední“ otáčky při zařazeném 1. rychlostním stupni	[min ⁻¹]
s_{km}	Počet najetých kilometrů os. automobilu	[km]
T_{motoru}	Krouticí moment motoru	[Nm]
$T_{pastorku\ SZ}^1$	„Střední“ moment při zařazeném 1. rychlostním stupni	[mm]
u^1	Převodový poměr 1. rychlostního stupně	[-]
u_{SZ}	Převodový poměr stálého záběru	[-]
v_{sX}	Skluzová rychlost	[m.s ⁻¹]
v_t	Tečná rychlost	[m.s ⁻¹]
v_X	Obvodová rychlost počítaná na roztečných válcích	[m.s ⁻¹]

x	Jednotková korekce	[-]
x_{Σ}	Součet jednotkových korekcí pastorku a kola	[-]
z	Počet zubů	[-]
α	Úhel profilu	[°]
α_n	Normální úhel profilu (nástroje)	[°]
α_{tw}	Čelní úhel záběru pracovní (provozní)	[°]
β	Úhel sklonu zubu roztečný	[°]
ε_{α}	Součinitel trvání záběru profilu	[-]
ϑ	Měrný skluz	[-]
ϑ_{A1}	Měrný skluz na patě pastorku	[-]
ϑ_{A2}	Měrný skluz na hlavě kola	[-]
ϑ_{E1}	Měrný skluz na hlavě pastorku	[-]
ϑ_{E2}	Měrný skluz na patě kola	[-]
ρ	Poloměr křivosti evolventy	[mm]
ρ_X	Poloměr křivosti evolventy v obecném bodě X	[mm]
ρ_P	Poloměr křivosti evolventy v pólu P	[mm]
ω	Úhlová rychlost	[rad]

1. Úvod

Automobilové převodovky jsou nedílnou součástí pohonu osobního automobilu. Tvoří převodové ústrojí, do kterého patří všechny části, které spojují motor s nápravami. Jejich hlavní funkcí je změna přenášeného točivého momentu se současnou změnou otáček. Tento točivý moment vystupující z motoru se zpravidla zvětšuje. Dosahuje se toho tzv. převodem. Převod může být definován jak poměrem počtu zubů kol na hnané a hnací hřídeli, tak poměrem otáček kola hnacího k hnanému. Automobilové převodovky dále umožňují rozjezd automobilu, a to zejména tehdy, kdy jsou nízké otáčky motoru a jeho točivý moment je rovněž na nízké hodnotě.

Převodovky u osobních automobilů prošly za poslední léta obrovským konstrukčním a technologickým vývojem. Výrobci automobilů se snaží každým rokem docílit co nejvyšší účinnosti převodovky a také se zaměřují na optimalizaci převodů z hlediska hlučnosti. K realizaci těchto úkonů slouží vhodný návrh geometrie ozubení jednotlivých ozubených kol převodovky. Geometrie ozubení je tvořena širokým spektrem parametrů ozubení, které se navzájem ovlivňují, a proto je často dost složité navrhnout geometrii tak, aby se při návrhu parametru, který je potřeba zlepšit, nezhoršil parametr druhý, popř. nezhoršil mimo stanovené meze. Proto je dokonalá znalost návazností jednotlivých parametrů ozubení nezbytná pro vhodný návrh geometrie ozubení.

1.1. Cíle diplomové práce

Tato diplomová práce se zabývá vyhodnocením stávající geometrie ozubení převodovky osobního automobilu a následným navržením nové geometrie ozubení z hlediska optimalizace měrných skluzů, zároveň se musí dodržet stávající ohybová a kontaktní napětí.

Cíle:

- Přehled automobilových převodovek,
- geometrický rozbor ozubení z hlediska měrných skluzů,
- analýza vlivu hlavového sražení na velikost měrných skluzů a napětí,
- výpočet velikosti měrných skluzů pro typickou převodovku osobního automobilu,
- navržení nové geometrie ozubení typické převodovky osobního automobilu, při současném dodržení podmínky vyrovnaných měrných skluzů.

2. Druhy automobilových převodovek

Automobilové převodovky lze rozdělit dle těchto hledisek:

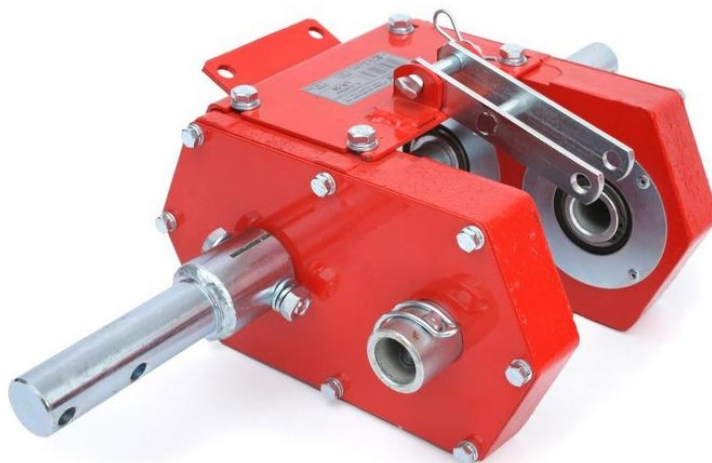
- podle způsobu změny převodového poměru,
- podle provedení řazení rychlostních stupňů,
- podle konstrukčního řešení.

2.1. Rozdělení dle způsobu změny převodového poměru

Dle způsobu změny převodového poměru rozeznáváme převodovky stupňové a plynulé

2.1.1. Převodovka stupňová

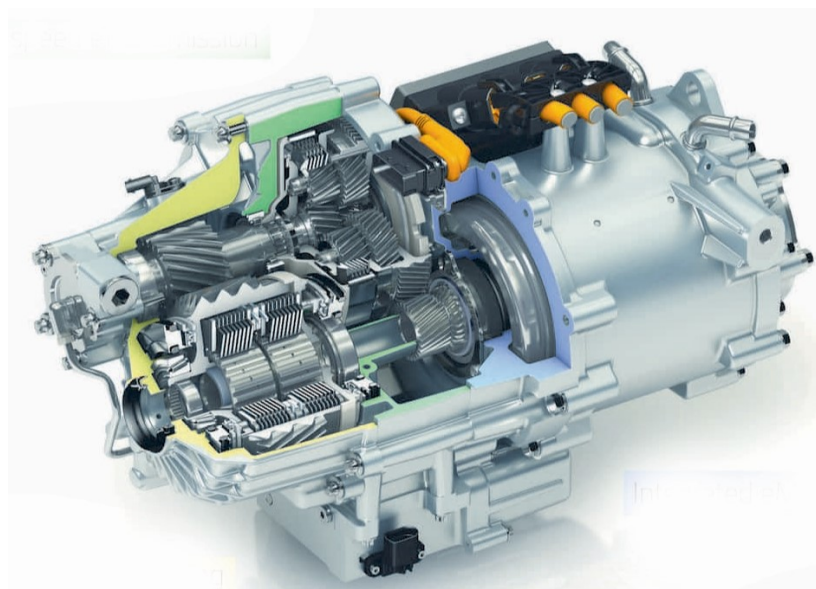
Mezi převodovky stupňové se řadí převodovky, které obsahují ozubená kola či převodovky řetězové. Jejich hlavní funkcí je stupňovitá změna převodového poměru. Na obr.1 je vyobrazena převodovka řetězová.



Obr.1 - Převodovka řetězová Robix 109 [1]

2.1.2. Převodovka plynulá

Mezi převodovky plynulé se řadí speciální převodovky řemenové, třecí či převodovky s hydrodynamickými měniči, také se k nim řadí převodovky elektrické. Jejich hlavní funkcí je plynulá změna převodového poměru. Na obr.2 je zobrazena elektrická převodovka, které funguje pomocí elektromotoru, do kterého je dodáván proud z generátoru nebo proud z akumulátoru. Převod se mění spojitě.



Obr.2- Elektrická převodovka eTwisterX [2]

2.2. Rozdělení podle provedení řazení rychlostních stupňů

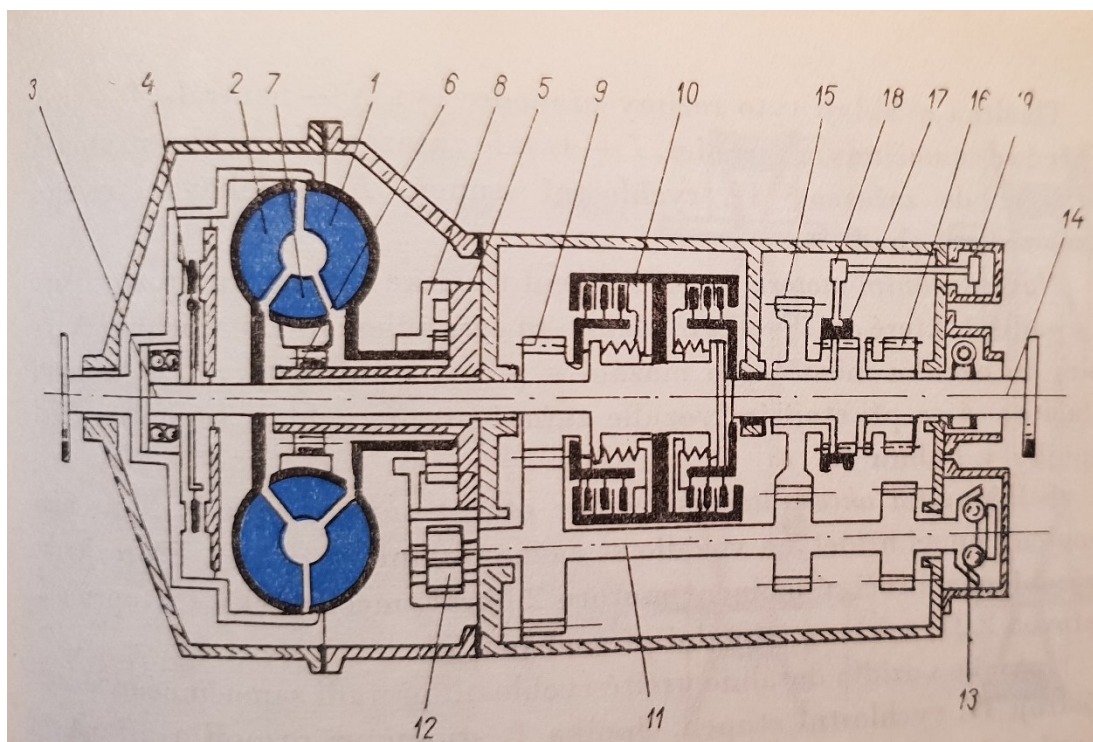
Dle druhu řazení rychlostních stupňů rozeznáváme převodovky:

- s přímým řazením (řazení probíhá vlivem síly řidiče),
- s nepřímým řazením (řazení probíhá pomocí pomocného zařízení),
- samočinné (samočinné změna převodového poměru).

2.2.1. Samočinné převodovky (automatické)

Při změně jednotlivých rychlostních stupňů se následkem vypnutí spojky vždy přeruší přenos hnací síly. To je nevýhoda při jízdě ve stoupání, zejména u nákladních vozů. Řazení jednotlivých rychlostních stupňů je ruční pákou buď pod volantem nebo na podlaze [3].

U převodovek samočinných s kapalinovým měničem je změna točivého momentu plynulá. Používá se u nich více kotoučových třecích spojek, umožňujících řazení bez přerušování přenosu hnacího momentu. Proto se v poslední době neobyčejně rozšířily [3].



Obr.3 - Schéma samočinné převodovky Praga Typ 2M70 [3]

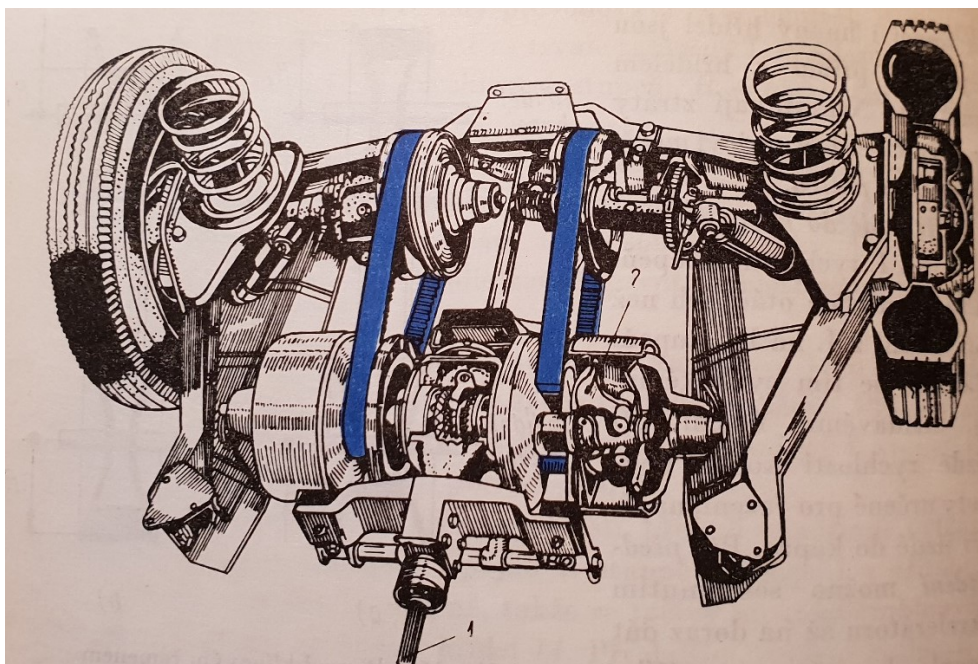
2.3. Rozdělení podle konstrukčního řešení

Dle druhu převodu se používají převodovky:

- řetězové (nepoužívají se u automobilů),
- řemenové (variátor),
- planetové,
- s ozubenými koly čelními.

2.3.1. Převodovky řemenové

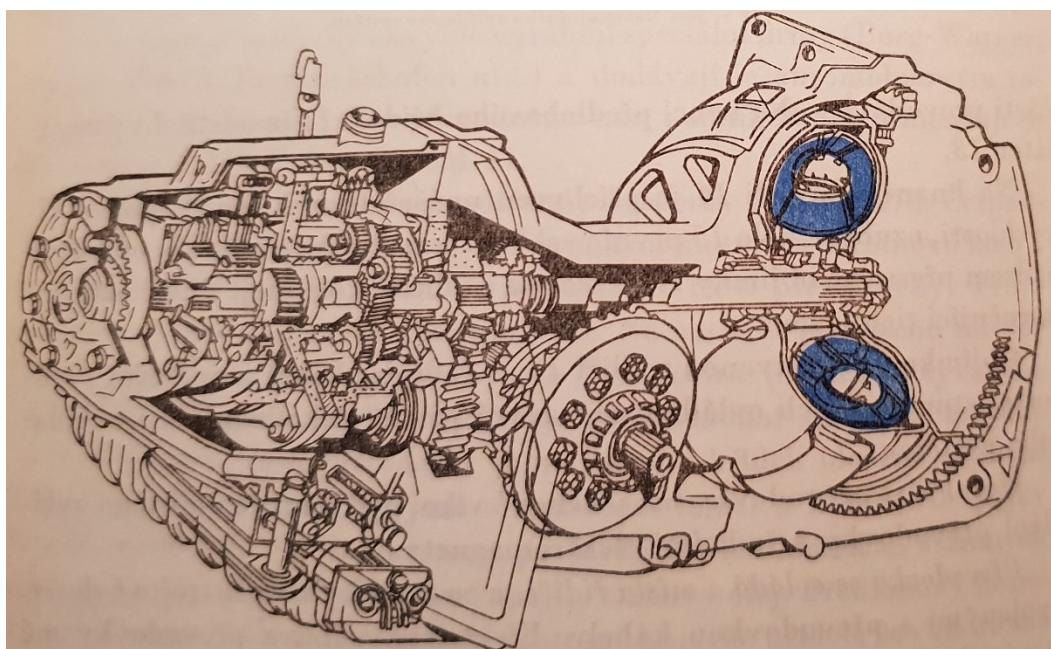
Převodovky řemenové nejsou moc rozšířené. Převod je realizován pomocí speciálních řemenic a klínových řemenů. Změna převodového poměru je provedena přestavováním řemenic. Převodový poměr se změní pomocí klínového řemene, který je veden mezi dvěma dvoudílnými řemenicemi. Pokud se změní osové vzdálenosti mezi řemenicemi, změní se poloměr, na kterém se ustaví řemen, tím dochází ke změně převodového poměru. Převodovky řemenové patří mezi samočinné převodovky.



Obr.4- Převodovka řemenová [3]
1 -Spojovací hřídel 2- odstředivý regulátor

2.3.2. Převodovky planetové

Převod u planetových převodovek se realizuje pomocí planetových kol, což jsou ozubené soukolí vytvořeny zpravidla čelními vnějšími i vnitřními ozubenými koly z nichž kola, které se nazývá satelity obíhají uvnitř druhých kol nebo naopak okolo nich.



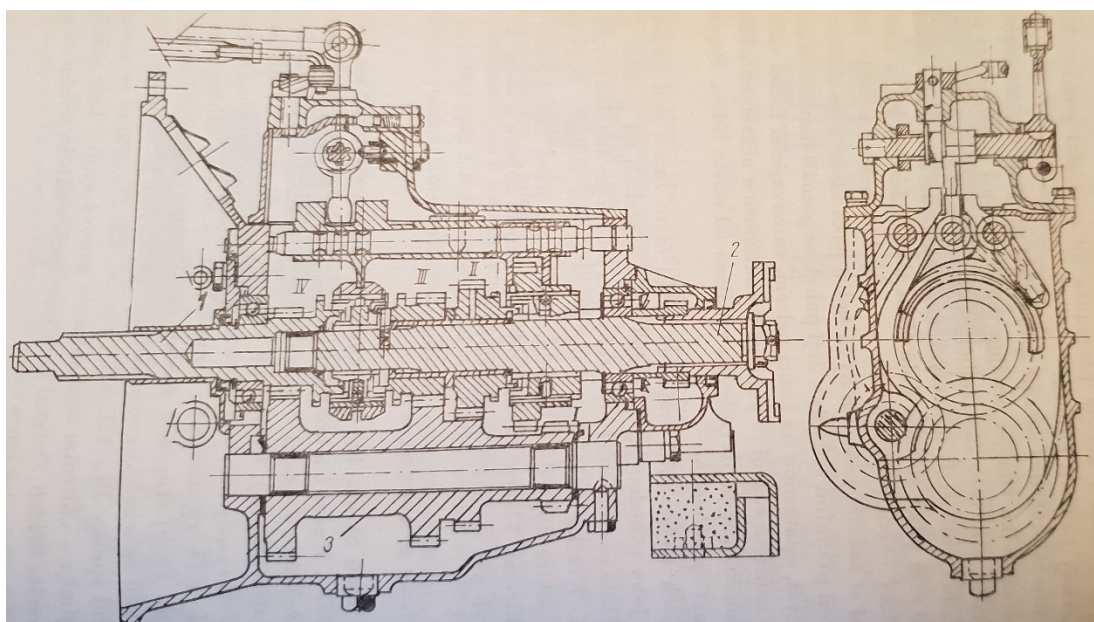
Obr.5- Planetový převodovka Renault 16 TA [3]

Jednotlivé převodové stupně se zapínají zvláštními spojkami nebo pásovými, popř. elektromagnetickými brzdami. Planetová převodovka s měničem točivého momentu tvoří samočinnou převodovku, velmi rozšířenou u amerických automobilů [3]

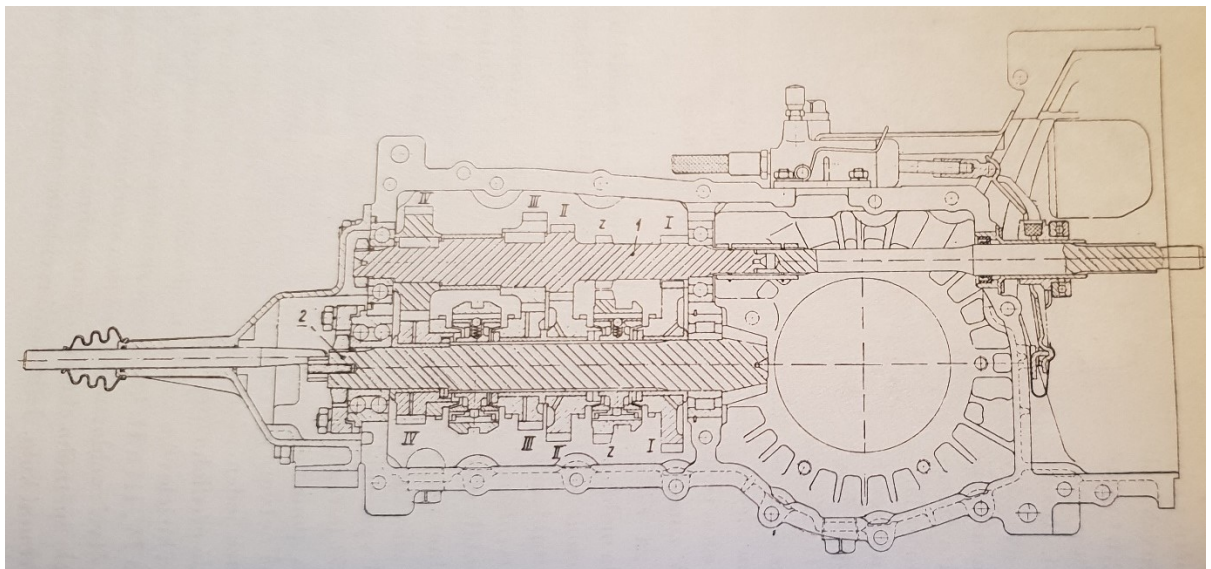
2.3.3. Převodovky s ozubenými koly čelními

Jedná se o doposud nejrozšířenější převodovky, z hlediska historického také nejstarší. U starších konstrukcí se využívalo kol s přímými zuby. Tato soukolí fungovala tak, že se posouvala na drážkovém hnaném hřídeli a následně se jejich zuby do sebe zasouvaly. Nevýhodou těchto převodovek byla velká hlučnost při řazení, kdy se řazení neobešlo bez použití meziplynu.

V dnešní době se u osobních automobilů využívají ozubená kola s šikmým ozubením. Jejich výhodou je poměrně tichý chod, řadí se pomocí synchronizačních spojek. Materiálem ozubených kol bývají zpravidla legované oceli, kola jsou cementována a kalena. Převodovky s ozubenými koly mohou mít také rozdílný počet převodových stupňů a počet hřídelí. Nejčastěji se používají převodovky tříhřídelové (obr.6) a dvouhřídelové (obr.7)

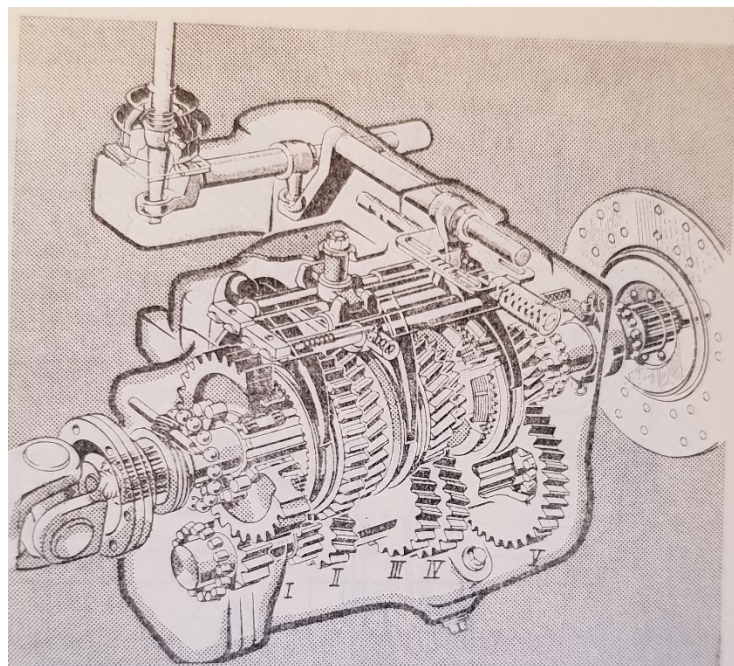


Obr.6 - Převodovka Škoda 440 a Octavia (tříhřídelová) [3]
1 – Hřídel hnací; 2 – Hřídel hnaný; 3 – Hřídel předlohový



Obr.7 - Převodovka Škoda 1000 MB (dvouhřídelová) [3]

Dnes se nejčastěji se u převodovek používají pětistupňové a šestistupňové převody. Jednotlivé převody jsou u každého typu vozidla jiné.



Obr. 8 - Pětirychlostní synchronizovaná převodovka nákladního automobilu [3]

U převodovek s ozubenými koly se o kvalitě ozubených převodů rozhoduje právě tehdy, kdy se navrhuje vhodná geometrie ozubení. Vhodný geometrický návrh může být stěžejním faktorem při optimalizaci převodů z hlediska úspory materiálu či dalších důležitých parametrů jako jsou velikosti jednotlivých ozubených kol, hlučnost převodu či spolehlivá funkčnost celé převodovky.

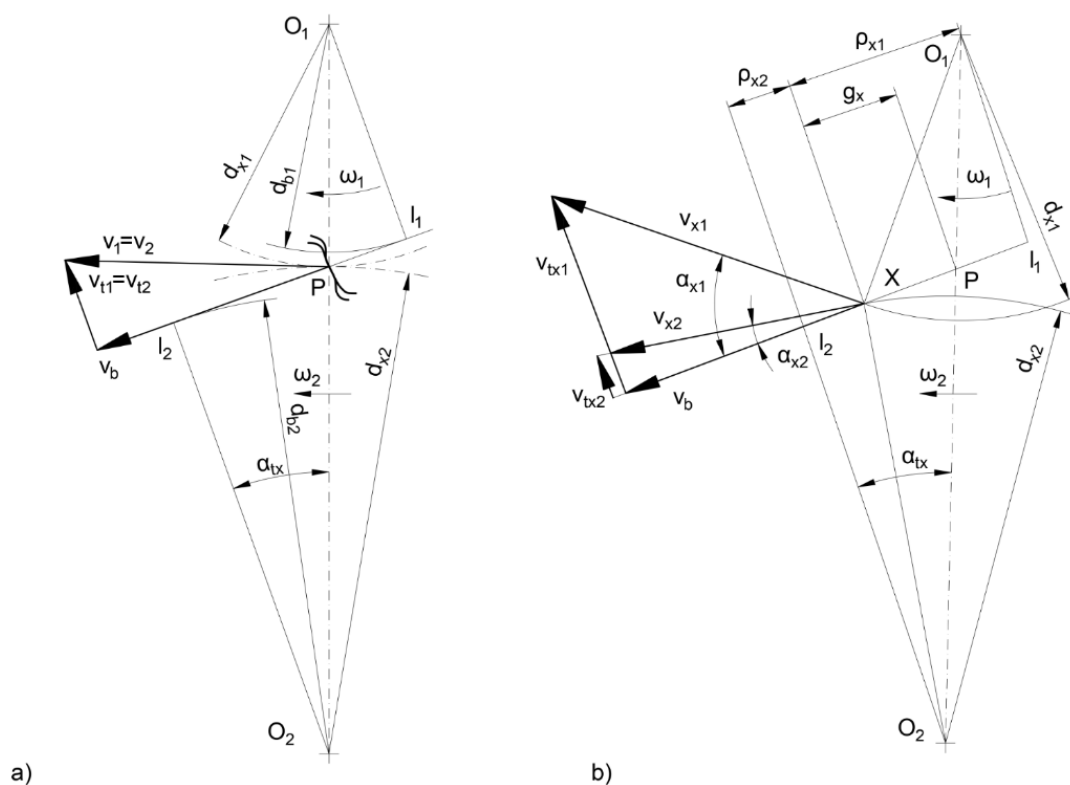
3. Geometrický rozbor ozubených kol z hlediska měrných skluzů

Geometrický návrh ozubených kol je zcela nejpodstatnějším úkonem při návrhu převodovky osobního automobilu. Cílem návrhu je vhodná volba tvaru evolventy zubu, jež splní podmínky plynoucí z požadavků soukolí. Ozubení s evolventním profilem má mnoho důležitých parametrů, jejichž správné navržení přispívá ke správnému fungování ozubených převodů. Jedním ze sledovaných parametrů jsou rychlostní poměry soukolí.

3.1. Rychlostní poměry v ozubení

Spoluzabírající ozubená kola s evolventním profilem se otáčejí proti sobě a konají rotační pohyb. Jejich úhlové rychlosti jsou rozdílné a jejich poměr definuje tzv. převodový poměr, který je dán vztahem:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{w1}}{d_{w2}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = u \quad (1)$$



Obr.9 – Rozložení obvodových rychlostí [4]

Ze základního zákona ozubeného převodu plyne že spoluzabírající kola mají při záběru body dotyku, které leží na záběrové úsečce. Tyto body se pohybují s rozdílnými obvodovými rychlostmi, které se určují pomocí úhlových rychlostí a také se určují pomocí vzdálenosti bodu od osy rotace \$X\$. Velikost obvodových rychlostí se tedy počítá na roztečných válcích.

Je dána vztahy:

$$v_{X1} = \frac{d_{X1}}{2} \cdot \omega_1 \quad (2)$$

$$v_{X2} = \frac{d_{X2}}{2} \cdot \omega_2 \quad (3)$$

Obvodové rychlosti bodů dotyku jsou shodné pouze v bodě P (pól). Obvodová rychlost počítaná na roztečných válcích se dá rozložit na rychlost záběrovou v_b a rychlost tečnou v_t . Záběrová rychlost je rychlost bodu záběru ve směru záběrové úsečky a tečná rychlost je rychlost téhož bodu na společné tečně k bokům zubů kolmé k záběrové úsečce dle obr.9 [4]

Záběrová rychlost je vždy konstantní rychlost tečná však nikoli. Hodnoty tečných rychlostí obou kol jsou různé a jejich rozdíl definuje skluzovou rychlost. Skluzová rychlost je dána rozdílem tečných rychlostí v bodě X. Výpočet skluzových rychlostí je dán vztahem:

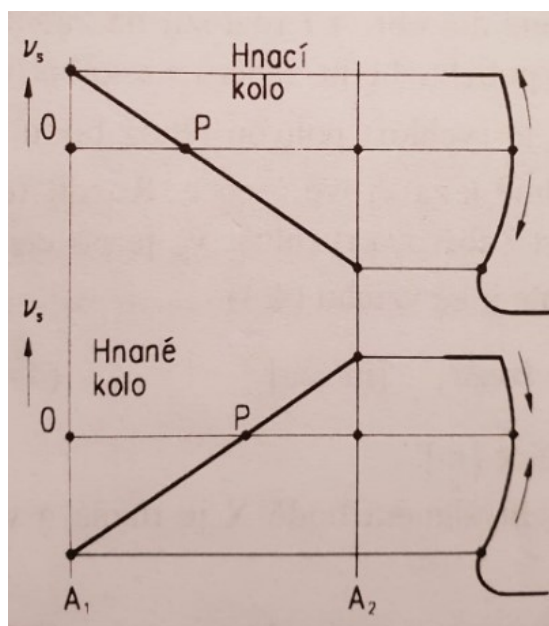
$$v_{sX} = v_{tX1} - v_{tX2} = \omega_1 \cdot \rho_{X1} + \omega_2 \cdot \rho_{X2} \quad (4)$$

Po úpravě pak:

$$v_{sX} = (\rho_{X1} - \rho_{P1}) \cdot (\omega_1 - \omega_2)$$

(Úhlová rychlost ω_2 má opačné než ω_1)

Ve vztahu jsou zahrnuty poloměry křivosti v obecného bodu X a také poloměry křivosti v pólu. Na obr.10 je možné vidět lineární průběh skluzových rychlostí, který probíhá podél záběrové úsečky.



Obr.10 - Průběh skluzových rychlostí [4]

V této souvislosti se zavádí termín poměrná skluzová rychlost, která je dána poměrem skluzových rychlostí kol a jejich obvodových rychlostí. Poměrná skluzová rychlost je důležitá veličina především z hlediska odolnosti proti zadírání. Proto se při navrhování ozubení přikládá důraz na vyrovnání poměrných skluzových rychlostí na hlavách (patách) zubů.

3.2. Měrné skluzy

Pro posuzování kvality záběru se zavádí pojem měrný skluz. Měrný skluz je bezrozměrná veličina, která se řadí mezi nejdůležitější charakteristiky soukolí. Jejich znalost je důležitá z hlediska životnosti kol, jelikož určuje poškození povrchu zubu. Vyšetřování rychlostních poměrů obecně slouží hlavně k posuzování záběrových vlastností soukolí. Na obr. 11 jsou patrné dva oblouky, a to oblouk $X_2Y_2 = \Delta s_2$ a $X_3Y_3 = \Delta s_3$. Tyto oblouky se nachází na činné části boku zubu a dostanou se při záběru do vzájemného styku. Rozdíl oblouků potom definuje délku skluzu.

Čím větší je rozdíl sledovaných oblouků tím větší je průměrný skluz. Nulový skluz by pak svědčil o tom, že probíhá dokonalé odvalování.

V limitě lze od Δs_2 dospět k elementárnímu oblouku ds_1 a podobně i k oblouku ds_2 ; jejich rozdíl vztažený k délce jednotlivých oblouků vyjadřuje pak dvojici tzv. měrných skluzů, které jsou definovány vztahy: [5]

Onačení:

$$X_2 = ds_1$$

$$X_3 = ds_2$$

Po dosazení pak:

$$\vartheta_1 = \frac{ds_1 - ds_2}{ds_1} \quad (5)$$

$$\vartheta_2 = \frac{ds_2 - ds_1}{ds_2} \quad (6)$$

Tyto rovnice však nejsou vhodné pro další výpočet, proto se rovnice doplní o elementární časový úsek dt , díky tomu se mohou určit rychlosti a měrné skluzy v celém rozsahu.

$$v_{t1} = \frac{ds_1}{dt} = \omega_1 \cdot \rho_1 \quad (7)$$

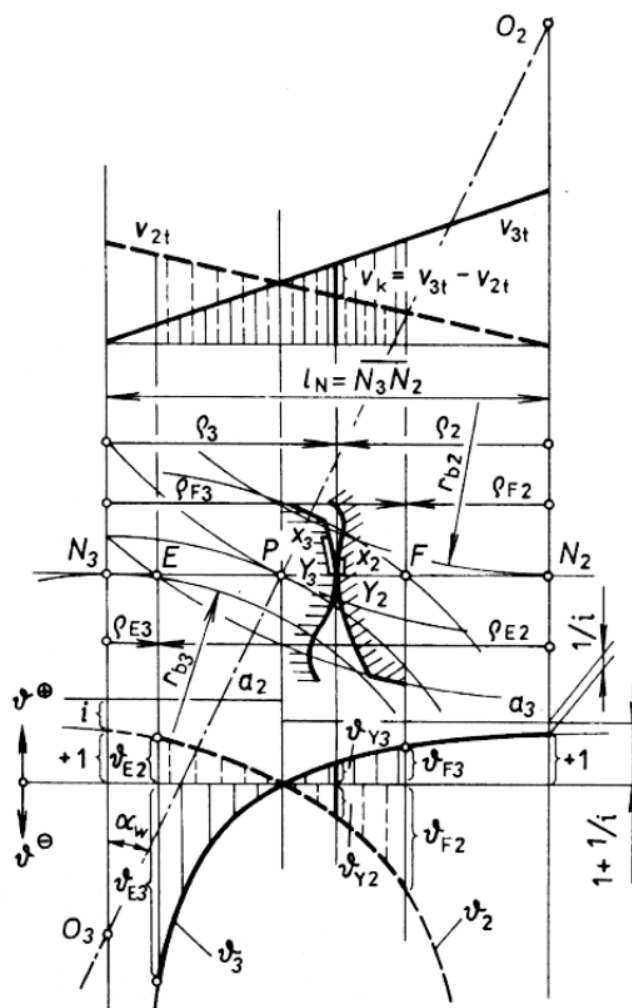
$$v_{t2} = \frac{ds_2}{dt} = \omega_2 \cdot \rho_2 \quad (8)$$

Po dosazení pak:

$$\vartheta_1 = \frac{v_{t1} - v_{t2}}{v_{t1}} \quad (9)$$

$$\vartheta_2 = \frac{v_{t2} - v_{t1}}{v_{t2}} \quad (10)$$

Průběh měrných skluzů je definován hyperbolami (obr.11)



Obr.11- Rozbor skluzů a jejich průběh [5]

3.2.1. Výpočet velikostí měrných skluzů

Pro snadné vyčíslení hodnot měrných skluzů je třeba provést několik matematických úprav. Hodnoty měrných skluzů jsou největší buď na začátku záběru nebo na konci. Proto se jejich velikost zjišťuje právě v těchto bodech. Pro tyto body budou vytvořené jednoparametrické závislosti, kde nezávisle proměnná jednotková korekce x_1 je obsažena

v obou hlavových průměrech a osově vzdálenosti. Aby soukolí vykazovalo dobré vlastnosti je nutné dodržet předpoklad, že hodnoty měrných skluzů nepřekročí hodnoty |2 až 3 |

Pastorek pata

$$\vartheta_{A1} = 1 - \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}}{2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw} - \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}} \quad (11)$$

Pastorek hlava

$$\vartheta_{B1} = 1 - \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw} - \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}}{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}} \quad (12)$$

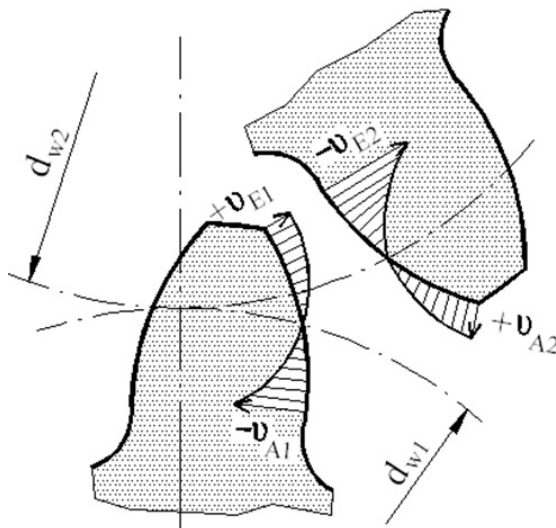
Analogicky pro kolo:

Kolo pata

$$\vartheta_{A2} = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}}{2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw} - \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}} \quad (13)$$

Kolo hlava

$$\vartheta_{B2} = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{tw} - \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}}{\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}} \quad (14)$$



Obr. 12 - Průběh měrných skluzů na boku zubu

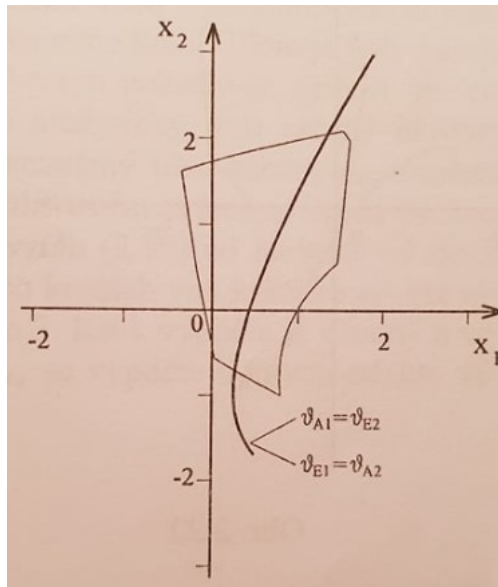
3.2.2. Korekce na vyrovnání měrných skluzů

Jedná se o nejrozšířenější korekční systém. Užitím této korekce se obvykle hodnota měrných skluzů sníží. Tento korekční systém je vhodný zejména pro kola, které nemají podstatně rozdílný počet zubů a jsou zhotovena ze stejného materiálu. Tato korekce se dále využívá proto, aby docházelo k rovnoměrnému opotřebení na obou bocích zubů. Tato

korekce se dá jednoduše určit pomocí diagramu mezních korekcí. V tomto diagramu lze určit oblast korekcí, jež lze použít pro vyrovnaní měrných skluzů. Korekce, pro dosažení vyrovnaných měrných skluzů na patách (hlavách) se dají vypočítat také numericky, a to dle rovnice (15) a (16)

$$x_{1v} = x_{\Sigma} - x_{2v} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{a_w}{m_n} + h_{a1}^* - \frac{z_2}{2 \cdot \cos \beta} - x_{2v}\right)^2 \cdot \frac{4 \cdot (tg^2 \alpha_n + \cos^2 \beta)}{z_1^2} - 1}} - \\ & \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{a_w}{m_n} + h_{a1}^* - \frac{z_2}{2 \cdot \cos \beta} - x_{2v}\right)^2 \cdot \frac{4 \cdot (tg^2 \alpha_n + \cos^2 \beta)}{z_1^2} - 1}} - \\ & - \frac{\frac{z_2}{z_1}}{\sqrt{\left(\frac{a_w}{m_n} + h_{a2}^* - \frac{z_1}{2 \cdot \cos \beta} + x_{2v} - x_{\Sigma}\right)^2 \cdot \frac{4 \cdot (tg^2 \alpha_n + \cos^2 \beta)}{z_2^2} - 1}} + \\ & + \frac{\frac{z_2}{z_1} - 1}{\sqrt{\left(\frac{a_w}{m_n}\right)^2 \cdot \frac{4 \cdot (tg^2 \alpha_n + \cos^2 \beta)}{(z_1 + z_2)^2} - 1}} = 0 \end{aligned} \quad (16)$$



Obr.13- Oblast vhodných korekcí pro dosažení měrných skluzů [5]

3.2.3. Korekce na minimální měrné skluzu

Mimo nejrozšířenějšího korekčního systému na vyrovnané měrné skluzy se výjimečně používá také korekce na minimální měrné skluzy. Tento systém je vhodný tehdy, kdy záleží na co nejvyšší účinnosti převodu. Při minimálních měrných skluzech dochází i k nejmenšímu vývinu tepla. Výhodou toho optimalizačního řešení je také vyšší účinnost převodu.

3.3. Vliv geometrických parametrů na velikosti měrných skluzů

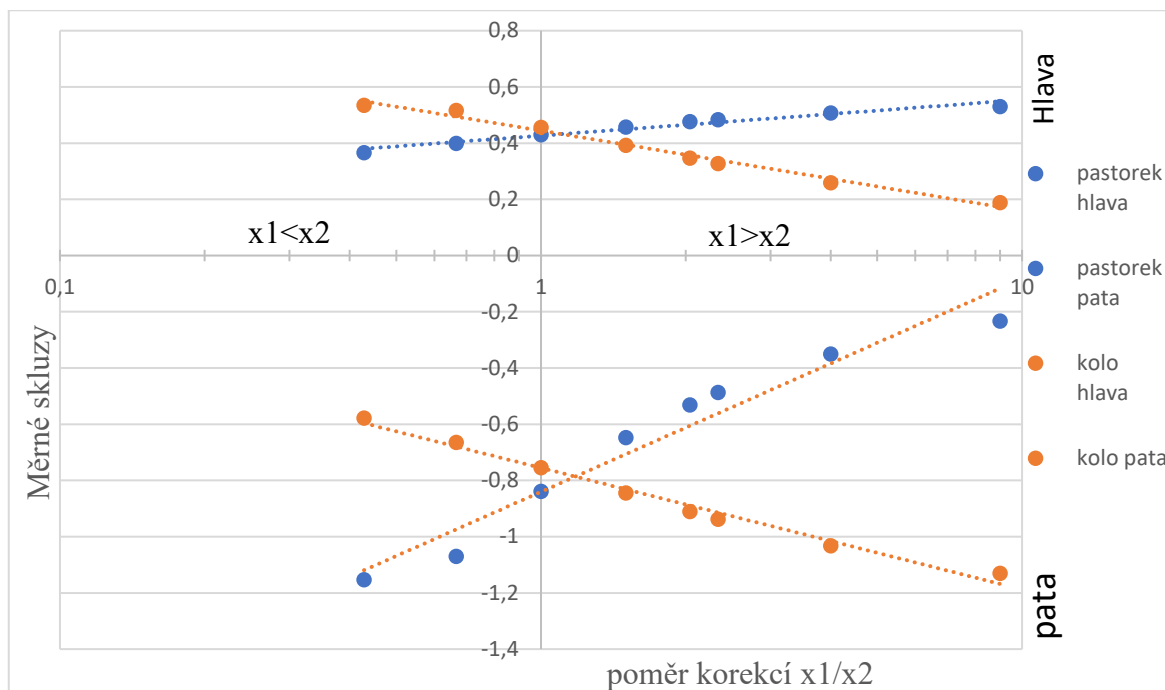
Pro určení velikostí měrných skluzů nebo při návrhu příslušných korekcí je třeba znát geometrické parametry ozubení, které tento výpočet přímo ovlivňují. Vhodnou změnou těchto parametrů se může docílit požadovaných hodnot měrných skluzů.

3.3.1. Vliv velikostí jednotkových korekcí na velikosti měrných skluzů

Pro optimalizaci měrných skluzů jsou velikosti jednotkových korekcí zásadní. Jejich funkční oblast se určuje z DMK. Změnou korekce se mění průměr pracovní kružnice, a tedy i rychlostní poměry na zubu což má vliv na velikosti měrných skluzů. Pro zjištění, jak ovlivňují jednotkové korekce hodnoty měrných skluzů byl z vybraného funkčního převodu spočten součet korekcí x_2 pro pracovní osovou vzdálenost, která je neměnná. Tyto korekce se rozdělily do 10 různých součtů a následně se provedl jejich poměr $\frac{x_1}{x_2}$. V posledním úkonu se počítaly měrné skluzy na hlavě (patě) jak pastorku, tak kola a vytvořil se graf závislosti poměru velikosti jednotkových korekcí na velikosti měrných skluzů.

Tab. 1- Výstup pro znázornění závislosti měrných skluzů na jednotkových korekcích

korekce pastorku	korekce kola	poměr korekcí	Měrné skluzy			
x1	x2	x1/x2	pastorek hlava	pastorek pata	kolo hlava	kolo pata
0,26001	0,60669	0,4286	0,366	-1,15259	0,53544	-0,57729
0,34668	0,52002	0,6667	0,39928	-1,06959	0,51681	-0,66467
0,43335	0,43335	1,0000	0,42978	-0,83825	0,456	-0,75372
0,52002	0,34668	1,5000	0,45787	-0,64729	0,39294	-0,84456
0,58153	0,28517	2,0392	0,4765	-0,5308	0,34675	-0,91021
0,60669	0,26001	2,3333	0,48383	-0,48697	0,32749	-0,93736
0,69336	0,17334	4,0000	0,50794	-0,35042	0,25949	-1,03226
0,78003	0,08667	9,0000	0,53038	-0,23269	0,18877	-1,12939



Obr. 14 - Závislost měrných skluzů na korekcích

Z grafu je možno vidět, že pokud je na pastorku menší korekce, než na kole ($\frac{x_1}{x_2} < 1$), pak hodnota měrného skluzu na hlavě pastorku je nižší a hodnota měrného skluzu na patě pastorku je vyšší, než by tomu bylo při opačném poměru korekcí. Analogicky to platí i pro kolo.

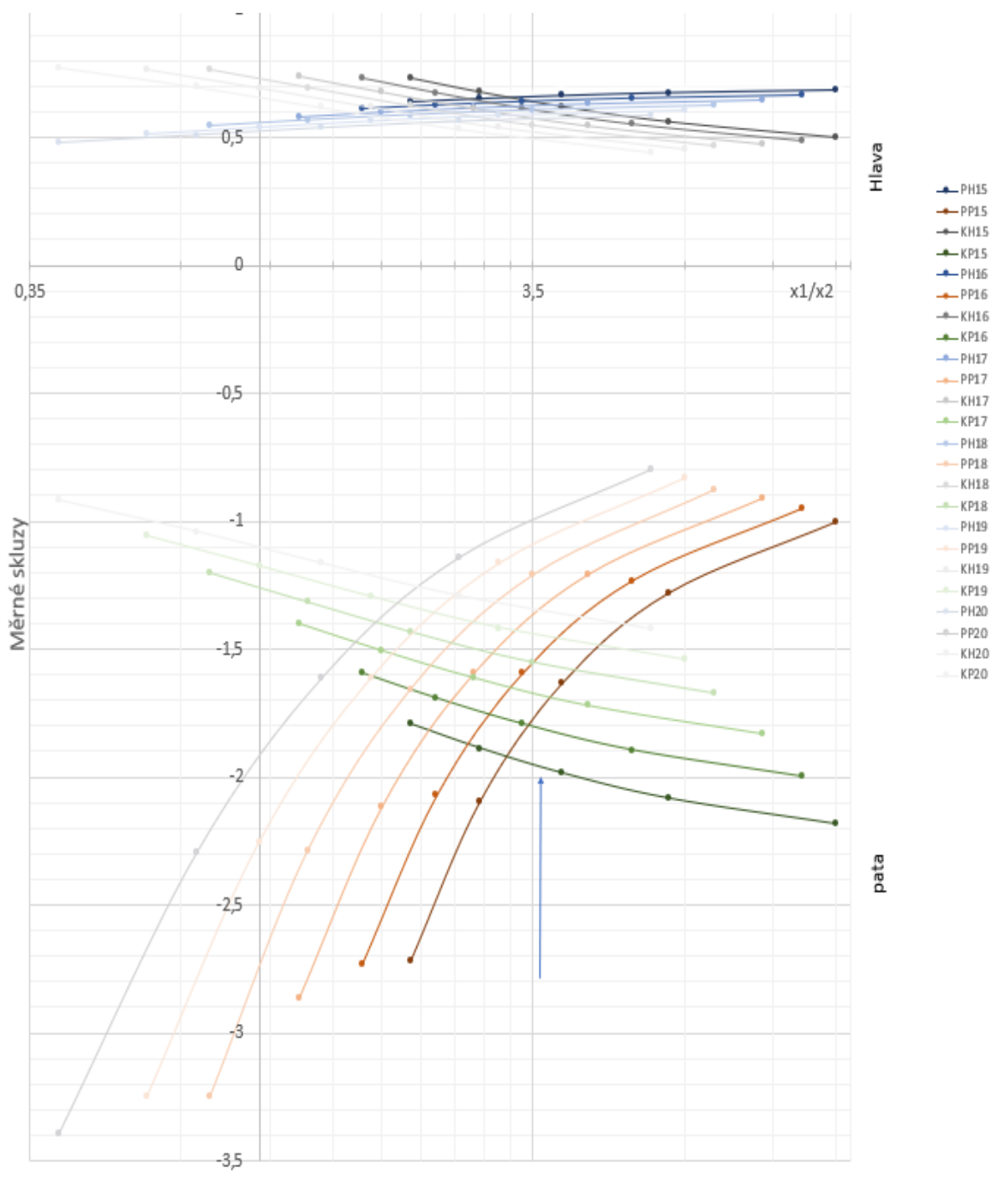
3.3.2. Vliv úhlu profilu α na velikost měrných skluzů

Další geometrický parametr, který mění tvar evolventy zubu a tím i velikost měrných skluzů se nazývá úhel profilu α . Tento úhel ovlivňuje délku záběrové úsečky a tím i rozložení měrných skluzů. Jak úhel profilu ovlivňuje měrné skluzy je zobrazeno na grafu (obr.15). Na grafu je mimo závislosti měrných skluzů na úhlu profilu α ještě navíc zobrazena i jejich závislost na $\frac{x_1}{x_2}$. Ke zmapování tohoto problému byly vybrány hodnoty úhlu profilu α v rozmezí 15-20°. Pro každý úhel byly stanoveny hodnoty jednotkových korekcí, které vycházely z požadovaného součtu korekcí. Tyto korekce byly poté rozděleny do různých kombinací. Zajímavé bylo, že ne každá kombinace splňovala podmínku minimální mezní korekce $x_{1min} < x_1$, která se určila z programu geometrie. Proto do výpočtu byly použity pouze ty kombinace korekcí, které danou podmínku splňovaly, jak je naznačeno v tab.2, která zobrazuje výpočet pro úhel $\alpha=15^\circ$ a součet korekcí $x_\Sigma = 0,995046$, pro který je mezní hodnota korekce $x_{1min}=0,6619$. Se změnou úhlu profilu se mění hodnota minimální mezní korekce pastorku.

Tab. 2 - Výstup pro znázornění závislosti měrných skluzů na úhlu profilu $\alpha=15^\circ$ a $x_s = 0,995046$

korekce pastorku	korekce kola	poměr korekcí	Měrné skluzy			
			pastorek hlava	pastorek pata	kolo hlava	Kolo pata
x_1	x_2	x_1/x_2				
0,0663364	0,9287096	0,071428571				
0,1326728	0,8623732	0,153846154				
0,1990092	0,7960368	0,25				
0,2653456	0,7297004	0,363636364				
0,331682	0,663364	0,5				
0,3980184	0,5970276	0,666666667				
0,4643548	0,5306912	0,875				
0,5306912	0,4643548	1,142857143				
0,5970276	0,3980184	1,5				
0,663364	0,331682	2	0,64182	-2,7204	0,73121	-1,7918
0,7297004	0,2653456	2,75	0,65367	-2,09412	0,67681	-1,8874
0,7960368	0,1990092	4	0,66496	-1,63347	0,62027	-1,9847
0,8623732	0,1326728	6,5	0,67572	-1,28032	0,56147	-2,0837
0,9287096	0,0663364	14	0,68599	-1,00091	0,50023	-2,1846

Pro ostatní úhly ($16-20^\circ$) byl výpočet proveden stejně. Poté byl vykreslen graf, ze kterého je možné určit závislost měrných skluzů (pro paty a pro hlavy obou z kol) na poměru jednotkových korekcí pro různé úhly profilu α .



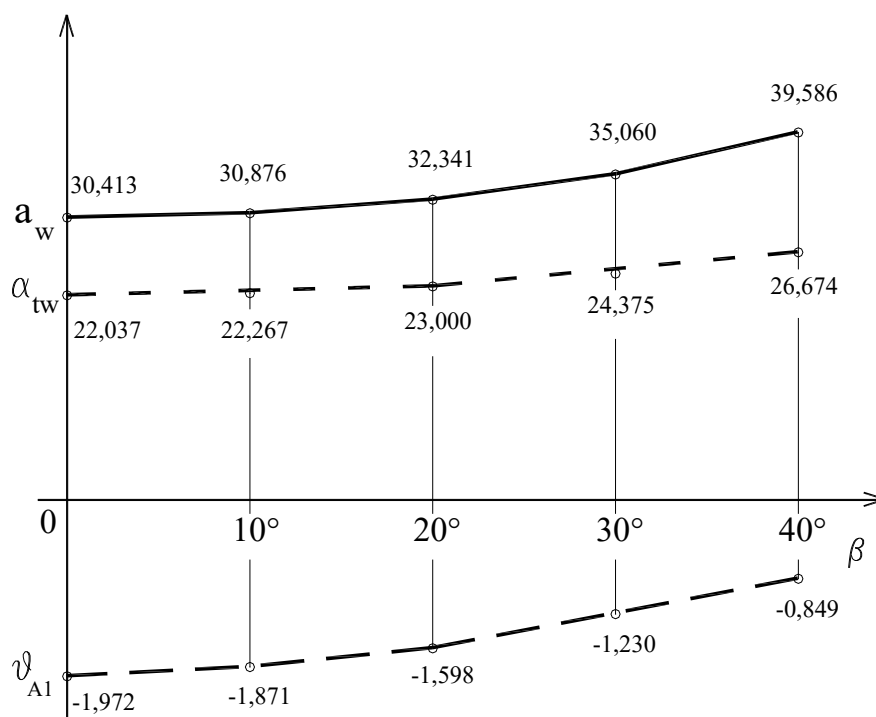
Obr. 15 - rozložení měrných skluzů pro různé úhly profilu α

Z grafu (obr.15) je možné vidět, že s rostoucím úhlem profilu (od nejtmaší křivky po nejsvětlejší) klesají hodnoty měrných skluzů.

3.3.3. Vliv úhlu sklonu β na velikost měrných skluzů

Dalším parametrem, který ovlivňuje velikost měrných skluzů je u kol se šikmými zuby velikost úhlu sklonu β . Tato úloha slouží pro zjištění závislosti mezi úhlem sklonu a velikostí měrných skluzů vychází opět z podmínky konstantního součtu korekcí x_{Σ} . Při změně úhlu sklonu β za současného dodržení konstantního součtu korekcí x_{Σ} se však mění pracovní osová vzdálenost a_w a pracovní úhel záběru α_{tw} . Proto je užitečné nalezení

závislosti těchto parametrů na úhlu sklonu β . Graf (obr.16) ukazuje, že s rostoucím úhlem sklonu klesají hodnoty měrných skluzů na patě i na hlavě.



Obr. 16 - Závislost měrných skluzů na úhlu sklonu β

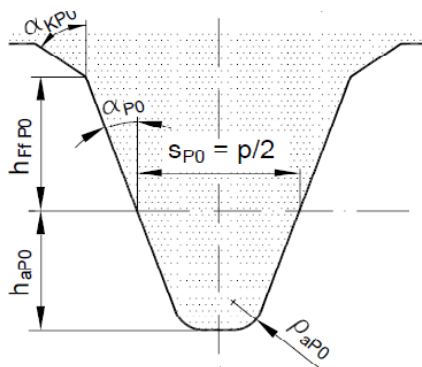
ϑ_{A1} – Měrné skluzy na patě pastorku

4. Hlavová sražení

Důležitým parametrem, který ovlivňuje velikost měrných skluzů, jednotlivá napětí a součinitel trvání záběru profilu ϵ_α jsou hlavová sražení zubu. Hlavová sražení se používají ke snížení rázů při záběru ozubených kol. Dále se touto úpravou snižuje nebezpečí poškození hran vlivem manipulace a také se snižuje vnitřní pnutí na ostrých hranách při tepelném zpracování. Také se tato úprava využívá k odstraňování otřepů po obrábění. Tato sražení jsou definována úhlem profilu srážecí hrany α_{KP0} , poměrnou výškou hlavy nástroje h_{apo}^* , poměrným rádiusem ρ_{apo}^* , a především poměrnou výškou ke sražení h_{FFP0}^* , která definuje konec záběru. Znalost průměru konce záběru (začátku sražení) je nutná k přesnému výpočtu součinitele trvání záběru profilu ϵ_α .

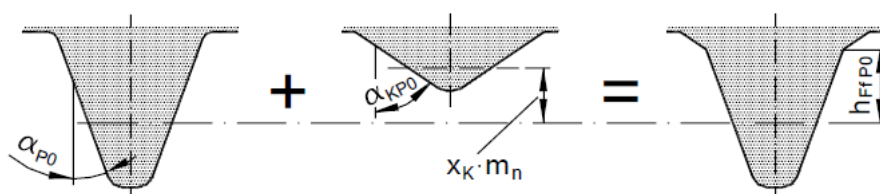
4.1. Realizace hlavových sražení

Sražení zubů se realizuje nástrojem, který je speciálně upravený viz. obr.17



Obr. 17 – Nástroj s úpravou pro sražení hlav

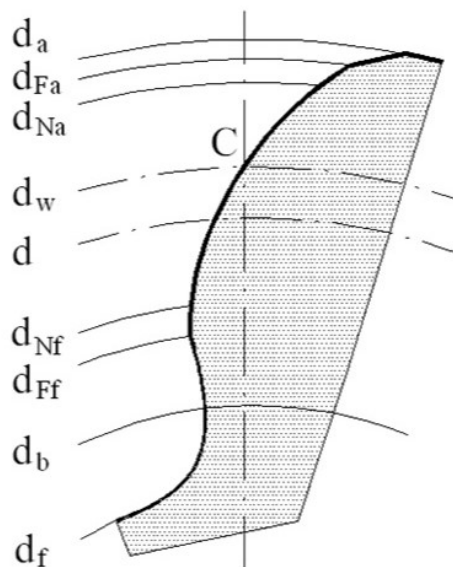
Vznik tohoto nástroje si lze představit jako součet dvou nástrojů, z nich má každý jiný úhel profilu a jsou vůči sobě posunuty o korekci x_k viz. obr.18



Obr. 18 – Vznik nástroje se srážecí hranou

Obsahem výpočtu je tedy výpočet rozdílové jednotkové korekce x_k a nalezení průměru začátku srážení d_{Fa} . Výpočet uvádí literatura. [8]

Na obr.19 je zobrazen sražený zub, na kterém jsou označeny důležité průměry zubu.



Obr. 19 - Zub se sražením

d_a – hlavový průměr

d_{Fa} – tvarový hlavový průměr (konec evolventy, hrana sražení)

d_{Na} – účinný hlavový průměr

d_w – valivý průměr

d – roztečný průměr

d_{Nf} – účinný patní průměr

d_{Ff} – tvarový patní průměr (zač. evol.)

d_f – patní průměr

d_b – základní průměr

$c_F = 0,5 \cdot (d_{Nf} - d_{Ff}) \geq 0$ – tvarový přesah

4.2. Vliv sražení na velikost měrných skluzů

Délka evolventy se vlivem sražení snižuje což má vliv na velikosti měrných skluzů. V tab.3 a tab.4 jsou hodnoty měrných skluzů vypočítané pro zuby bez sražení a se sražením. Jak je možno z tabulek vidět, hodnoty měrných skluzů u ozubení se sražením jsou nižší než u ozubení bez sražení. Je to dáno délkou evolventy, která je u ozubení bez sražení kratší (je blíže valivému bodu), což snižuje hodnoty měrných skluzů.

Tab. 3 – Hodnoty měrných skluzů u ozubení bez sražení

	Pastorek pata	Pastorek hlava	Kolo pata	Kolo hlava
1.stupeň	-0,60984	0,52142	-0,89429	0,37882
2.stupeň	-1,88537	0,56363	-1,29165	0,65342
3.stupeň	-1,75378	0,65512	-1,88958	0,63686
4.stupeň	-1,43883	0,62361	-1,65685	0,58997
5.stupeň	-1,35219	0,59795	-1,48725	0,57486
SZ	-0,45946	0,503905	-1,16943	0,31482

Tab. 4 – Hodnoty měrných skluzů u ozubení se sražením

	Pastorek pata	Pastorek hlava	Kolo pata	Kolo hlava
1.stupeň	-1,15259	0,53689	-1,15931	0,53544
2.stupeň	-3,04039	0,62277	-1,6509	0,7525
3.stupeň	-2,50838	0,72045	-2,57715	0,71497
4.stupeň	-2,11704	0,72099	-2,58416	0,67918
5.stupeň	-1,91483	0,70066	-2,34071	0,65693
SZ	-0,87751	0,55923	-1,26877	0,46738

Sražení hlav přináší některé výhody (klidný začátek záběru, odstraňování otřepů, zabránění trhlinám při kalení aj.), ale na druhé straně přináší i nevýhody (snížení součinitele trvání záběru a s tím související problémy s hlukem a napětím v zubu). Některé automobilky (Škoda auto) u nás se vydaly cestou poměrně velkého sražení na hlavách, některé ne (Hyundai). Ty druhé používají zcela minimální velikosti tohoto sražení (0,1 až 0,3 mm). A to spíše z důvodu odstranění ostrých hran.

5. Výpočet ozubení typické převodovky osobního automobilu

Tato kapitola pojednává o geometrickém rozboru a následném geometrickém a pevnostním výpočtu typické převodovky osobního automobilu. Na základě této převodovky bude v další kapitole proveden nový návrh ozubení. Nový návrh geometrie ozubení vychází z již stávajících hodnot ozubených kol této převodovky osobního automobilu. Pro potřebu optimalizace, jak z hlediska měrných skluzů, hlavových sražení tak ohybových a kontaktních napětí je potřeba znát parametry dané převodovky. Ty jsou buď dostupné z podkladů výrobce ozubení (modul, počet zubů atd.), nebo je potřeba je vypočítat (měrné skluzy, korekce atd.). Proto je proveden geometrický výpočet, díky kterému je možné zjistit tyto parametry a následně provést nový návrh, který tyto parametry vhodně optimalizuje. Výpočet je proveden pro všech 5 převodových stupňů dané převodovky a pro stálý záběr.

Geometrický a pevnostní výpočet se skládá z těchto částí:

- Zadávání hodnot parametrů z dostupné tabulky ozubení do programu „Geometrie“,
- Výpočet hodnot měrných skluzů jednotlivých převodových stupňů,
- Výpočet ohybových a kontaktních napětí vytipované převodovky.

5.1. Zadávání hodnot parametrů ozubení do programu „Geometrie“

K realizaci jednotlivých výpočtů se musí v prvním kroku zadat parametry, jež jsou dostupné, do programu „Geometrie“ (viz. obr.20). Parametry, které v tabulce ozubení nejsou dostupné se následně musí správně vypočítat. Parametry, které jsou potřeba dopočítat jsou:

- jednotkové korekce,
- boční vůle,
- hlavové sražení.

Geometrický výpočet ozubení

Zadání | Míry ozubení | Identifikace

☒ Vnější ☐ Vnitřní ☐ Kruželové

Povinný vstup :

Normální modul m_n 1.8000 [mm]
 Počet zubů pastorku z_1 13.0
 Počet zubů kola z_2 49.0
 Sklon zubů roztečný β 28.3500 [°]
 Společná šířka zubů b 15.30 [mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí x_Σ 0.866700
 Korekce pastorku x_1 0.566700
 Korekce kola x_2 0.300000
 Osová vzdálenost pracovní a 65.000000 [mm]
 Úhel záběru pracovní α_{wt} 25.656454 [°]
 Boční vůle j_n 0.099 [mm]

☐

Základní profil :

☐ Standard ☒ Nestandard ☐ Kružlová pata

Poměrná výška hlavy pastorku h_{aP1}^* 1.0278
 Poměrná výška hlavy kola h_{aP2}^* 1.1960
 Poměrná hlavová vůle pastorku c_{P1}^* 0.2500
 Poměrná hlavová vůle kola c_{P2}^* 0.2500
 Poměrný rádius paty pastorku ρ_{fP1}^* 0.3700
 Poměrný rádius paty kola ρ_{fP2}^* 0.4575
 Úhel profilu α_p 20.0000 [°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku d_{a1} 32.00000 [mm]
 Hlavový průměr kola d_{a2} 105.30000 [mm]

☒ DEC ☐ DMS

Obr. 20-Zadávací okno parametrů programem Geometrie [12]

5.1.1. Výpočet jednotkových korekcí

Často se v tabulkách ozubení nenachází hodnoty jednotkových korekcí. Důvodem je, že jednotkové posunutí nástroje je dáno mírou přes kuličky, která je ve výkresu uvedena. Navíc hodnota míry přes kuličku je s tolerancemi a tím i jednotkové posunutí není jediné a má rozpětí.

Vzhledem k tomu, že nebyly k dispozici hodnoty jednotkových posunutí je potřebné jednotkové posunutí dopočítat z míry přes kuličku, případně využít software, který přepočet míry přes kuličky do výpočtu geometrie již sám provede. Proto je u každého převodového stupně nejprve proveden výpočet jednotlivých jednotkových korekcí. Výpočet korekcí pomocí hodnot míry přes kuličky je proveden v programu „Geometrie“. Ukázka postupu pro kolo je patrná z obr.21.

Obr. 21 – Zadávací okno pro výpočet korekce kola 1. stupně z jeho míry přes kuličky [12]

Pro pastorek je proveden výpočet analogicky

5.1.2. Výpočet boční vůle

Každé skutečné soukolí je třeba vyrobit s určitou boční vůlí, odpovídající velikosti kol, přesnosti výrob a tuhosti uložení [5].

Boční vůle je zadána dle obr.22. Ozubení je vyrobeno s boční vůlí pomocí odsunutí kol, a to z důvodu vytvoření souvislé vrstvy maziva na bocích zubů. Proto je také osová vzdálenost bez vůle menší.

Obr. 22- Tvorba boční vůle odsunutím kol [12]

Pro kontrolu se dá normální boční vůle určit také z empirického vztahu:

$$j = C \cdot \sqrt{a} \cdot 10^{-3} \quad (17)$$

$$j = C \cdot \sqrt{a} \cdot 10^{-3}$$

$$j = 12 \cdot \sqrt{63,40453} \cdot 10^{-3}$$

$$j = 0,096 \text{ [mm]}$$

Kde $C = 6, 12$ nebo 24 a to podle toho jestli má být vůle zmenšená, normální či zvětšená [5].

5.1.3. Parametry hlavových sražení

Do geometrie je nutné zadat sražení hlavových průměrů. V tabulce ozubení se nachází pouze úhly srážecí hrany, ostatní parametry (poměrná výška hlavy, poměrná výška ke sražení) se musí spočítat numericky. Numerický výpočet je v „Geometrii“.

The screenshot shows a software window titled "Nástroje pro výrobu pastorku a kola". It contains two diagrams of gear tooth profiles. The left diagram is for a pinion (pastorek) and the right is for a gear (kolo). Both diagrams show the tooth profile with various geometric parameters labeled, such as α_{FP01} , α_{FP02} , α_{KP01} , α_{KP02} , h_{aP01} , h_{aP02} , h_{FP01} , h_{FP02} , $s_{P01} = p/2$, $s_{P02} = p/2$, ρ_{aP01} , ρ_{aP02} , ρ_{rP01} , and ρ_{rP02} .

Below the diagrams are two input panels:

Nástroj pro pastorek

Poměrná výška hlavy	h_{aP01}^*	1.446
Poměrný rádius zaoblení hlavy	ρ_{aP01}^*	0.3700
Poměrná výška ke sražení	h_{FP01}^*	0.5267
Úhel profilu srážecí hrany	α_{KP01}	49.1300 [°]
Úhel profilu protuberance	α_{rP01}	[°]
Poměrná výška k protuberanci	h_{FaP01}^*	
Velikost protuberance	ρ_{rP01}	[mm]

☒ Sražení hlavy pastorku
☐ Protuberance pastorku

Nástroj pro kolo

Poměrná výška hlavy	h_{aP02}^*	1.2778
Poměrný rádius zaoblení hlavy	ρ_{aP02}^*	0.4575
Poměrná výška ke sražení	h_{FP02}^*	0.8444
Úhel profilu srážecí hrany	α_{KP02}	54.0000 [°]
Úhel profilu protuberance	α_{rP02}	[°]
Poměrná výška k protuberanci	h_{FaP02}^*	
Velikost protuberance	ρ_{rP02}	[mm]

☒ Sražení hlavy kola
☐ Protuberance kola

Obr.23- Zadávací okno pro hodnoty sražení u 1. stupně [12]

5.2. Výpočet hodnot měrných skluzů jednotlivých převodových stupňů

Z dostupných geometrických údajů ozubených kol řešené převodovky automobilu a po výpočtu jednotlivých parametrů ozubení (viz.kap.5.1) je proveden výpočet hodnot měrných skluzů pro jednotlivé převodové stupně. Hodnoty měrných skluzů je potřeba znát, aby bylo možné měrné skluzy vhodně optimalizovat při novém návrhu geometrie ozubení. Tlačítkem „Komplexní kontrola“ se provede geometrický výpočet daného ozubeného soukolí.

Výstupem jsou naměřené hodnoty měrných skluzů na patách (hlavách) kol a pastorků. Zajímavostí jsou poměrně malé tloušťky hlav pastorku a kola, jejichž hodnoty jsou nižší než 0,25 modulu. Bylo to z důvodu sražení hran ozubení. Ozubení se však pohybuje v přípustných mezích. Přehled výstupních hodnot geometrického výpočtu uvidí tab.5. Hodnoty měrných skluzů uvidí tab.6.

Tab.5 – Geometrický výpočet soukolí 1. stupně podle obr.20 [12]

vstup_1_prevod_geometrie.dat	Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení		Vnější		Vnější
Norm.boční vůle odsunutím kol	j_n [mm]		0.0992	
Počet zubů	z [-]	13		49
Počet zubů náhradního kola	z_n [-]	18.444		69.520
Normální modul	m_n [mm]		1.800	
Čelní modul	m_t [mm]		2.045	
Úhel sklonu zubu roztečný	β [°]		28.35000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b [°]		26.50136	
Úhel záběru čelní	α_t [°]		22.46866	
Úhel záběru pracovní	α_{wt} [°]		25.65645	
Osová vzdálenost pracovní	a [mm]		65.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a_d [mm]		63.40453	
Osová vzdálenost bezvůlová	a_{jn} [mm]		64.87150	
Jednotková korekce bezvůlová	x_{jn} [-]	0.56670	$\Sigma = 0.86670$	0.30000
Jednotková korekce	x [-]	0.56670	$\Sigma = 0.86670$	0.30000
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$ [mm]	1.02006		0.54000
Jednotková změna výšky hlavy	k^* [-]		-0.83351	
Průměr patní kružnice	d_f [mm]	23.54952		96.70007
základní kružnice	d_b [mm]	24.57059		92.61223
kr.začátku evolventy	d_{ff} [mm]	24.99540		97.96099
kružnice začátku záběru	d_{Hf} [mm]	25.82897		99.90147
valivé kružnice	d_w [mm]	27.25806		102.74194
roztečné kružnice	d [mm]	26.58900		100.22006
kružnice konce záběru	d_{Ha} [mm]	30.95389		104.46112
kružnice srážecí hrany	d_{Fa} [mm]	30.95389		104.46112
hlavové kružnice	d_a [mm]	32.00000		105.30000
Tvarový přesah	c_f [mm]	0.41678		0.97024
tloušťka zubu na patní kružnici	s_f [mm]	---		4.23373
základní kružnici	s_b [mm]	3.82570		4.80167
začátku evolventy	s_{ff} [mm]	3.83099		3.91443
valivé kružnici	s_w [mm]	3.37369		2.28289
roztečné kružnici	s [mm]	3.56998		3.22052
začátku sražení	s_{Fa} [mm]	1.61380		1.55465
hlavové kružnici	s_a [mm]	0.15513		0.34383
Výška paty	h_f [mm]	1.51974		1.76000
hlavy	h_a [mm]	2.70550		2.53997
zubu	h [mm]	4.22524		4.29997
Společná šířka kol	b [mm]		15.300	
Délka evolventy	ev [mm]	3.39199		3.55183
Délka funkční evolventy	ev [mm]	2.96093		2.51539
Měrný skluz na patě	[-]	-0.60984		-0.89429
Měrný skluz na hlavě	[-]	0.47210		0.37882
Poměr b/d	ψ_d [-]	0.575		0.153
Poměr b/ m_n	ψ_m [-]		8.500	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α [-]		0.91470	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β [-]		1.28479	

Tab.6-Hodnoty měrných skluzů řešené převodovky

	Pastorek pata	Pastorek hlava	Kolo pata	Kolo hlava
1.stupeň	-0,60984	0,52142	-0,89429	0,37882
2.stupeň	-1,88537	0,56363	-1,29165	0,65342
3.stupeň	-1,75378	0,565512	-1,88958	0,63686
4.stupeň	-1,43883	0,62361	-1,65685	0,58997
5.stupeň	-1,35219	0,59795	-1,48725	0,57486
SZ	-0,45946	0,503905	-1,16943	0,31482

Jak ukazuje tab.6, hodnoty měrných skluzů nepřekračují doporučenou mezní hodnotu měrných skluzů -3. Jsou tedy vyhovující. Nevýhodou však je, že měrné skluzy nejsou vyrovnané, což by jinak ještě zvyšovalo kvalitu ozubení.

5.3. Výpočet ohybových a kontaktních napětí u řešené převodovky

Pevnostní výpočet ozubení u řešené převodovky je realizován programem „ISO 6336“.

5.3.1. Zadání parametrů ozubení do programu ISO 6636 (geometrie, materiál, přesnost, rozměry, součinitele) pro první převodový stupeň

V prvním kroku je nutné dosadit do výpočtu průměry konce záběru d_{FA} (dáno sražením zubu). Tyto průměry jsou zjištěny pomocí programu „Geometrie“. Průměry hlavové kružnice d_a pro výpočet napětí v ozubení nejsou relevantní. Z obr.24 je také možné vidět, že pracovní osová vzdálenost není celé číslo, je to z důvodu boční vůle. Pevnostní výpočet se řeší bezvůlově.

Geometrie ozubeni

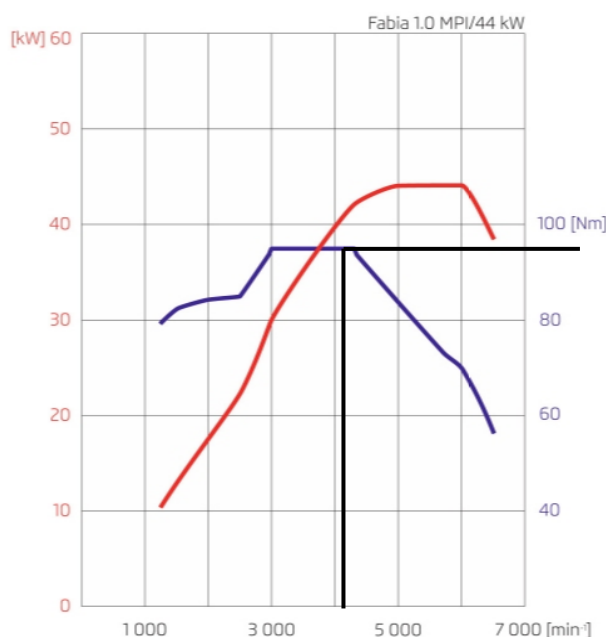
Z_1	13.0	Z_2	49.0
h_{aP1}^*	1.028	h_{aP2}^*	1.161
α_{P1}^*	0.250	α_{P2}^*	0.250
ρ_{FP1}^*	0.384	ρ_{FP2}^*	0.457
s_{pr1}	0.000 [mm]	s_{pr2}	0.000 [mm]
x_1	0.5667	x_2	0.3000
d_{a1}	31.729 [mm]	d_{a2}	104.461 [mm]
m_n	1.800 [mm]		
β	28.3500 [°]		
α_p	20.000 [°]		
a	64.871 [mm]		

Buttons: Moduly, Help, OK

Obr.24- Zadávání geometrie do ISO6336 1.převodový stupeň [13]

5.3.2. Zadání parametrů ozubení do programu ISO 6636 (Zadání ekvivalentního momentu, otáček a cyklů)

Důležitým parametrem pro výpočet kontaktních a ohybových napětí je stanovení ekvivalentního momentu, a to jak pro výpočet ozubení na ohyb, tak pro dotyk, pro každý převodový stupeň. Vzhledem k porovnávání ohybových a kontaktních napětí u stávající geometrie a nově navržené, není potřeba počítat ekvivalentní moment. Pro tuto úlohu stačí zadat do výpočtu maximální výstupní moment z motoru. Otáčky motoru, které jsou zadány do pevnostního výpočtu jsou určeny z obr.25, tedy z jeho charakteristiky.



Obr. 25-charakteristika motoru pro řešenou převodovku [6]

Hodnota maximálního momentu pro tento motor je 95Nm. Otáčky při tomto maximálním momentu jsou (viz obr. 25) 4200 min⁻¹.

U stálého převodu je třeba stanovit nějaký „střední“ moment, a „střední“ otáčky. Treba při zařazeném 1.rychlostním stupni. Otáčky motoru při zařazeném 1.rychlostním stupni a jeho moment jsou určeny rovněž z charakteristiky motoru.

Výpočet „středních“ otáček při zařazeném 1.rychlostním stupni

$$n_{\text{pastorku SZ}}^1 = \frac{n_{\text{motoru}}}{u^1} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (18)$$

$$n_{\text{pastorku SZ}}^1 = \frac{n_{\text{motoru}}}{u^1} \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$n_{\text{pastorku SZ}}^1 = \frac{5000}{3,76} \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$n_{\text{pastorku SZ}}^1 = 1330 \quad [\text{min}^{-1}]$$

Výpočet „středního“ momentu při zařazeném 1. rychlostním stupni

$$T_{\text{pastorku SZ}}^1 = T_{\text{motoru}} \cdot u^1 \cdot \eta^1 \text{ [Nm]} \quad (19)$$

$$T_{\text{pastorku SZ}}^1 = T_{\text{motoru}} \cdot u^1 \cdot \eta^1 \text{ [Nm]}$$

$$T_{\text{pastorku SZ}}^1 = 87 \cdot 3,76 \cdot 0,95 \text{ [Nm]}$$

$$T_{\text{pastorku SZ}}^1 = 310 \text{ [Nm]}$$

Výpočet hodnot počtu cyklů je poměrně obtížný, jelikož tyto hodnoty se odvíjí od stanovení počtu najetých kilometrů, které byly stanoveny na základě odhadu, dále je potřeba znát průměr kola daného automobilu.

Stanovené hodnoty:

$$\text{Počet najetých km} - s_{\text{km}} = 120\,000 \text{ [km]}$$

$$\text{Dynamický průměr kola automobilu} - D_d = 589,3 \text{ [mm]} = 0,5893 \text{ [m]}$$

Výpočet celkového počtu otáček (cyklů) na velkém kole stálého záběru

$$N_{\text{SZ}} = \frac{s_{\text{km}} \cdot 1000}{\pi \cdot D_d} \text{ [cyklů]} \quad (20)$$

$$N_{\text{SZ}} = \frac{s_{\text{km}} \cdot 1000}{\pi \cdot D_d} \text{ [cyklů]}$$

$$N_{\text{SZ}} = \frac{120\,000 \cdot 1000}{\pi \cdot 0,5893} \text{ [cyklů]}$$

$$N_{\text{SZ}} = 64817896 \text{ [cyklů]} = 6,481 \cdot 10^7 \text{ [cyklů]}$$

Výpočet celkového počtu otáček (cyklů) na výstupním hřídeli převodovky

Pro výpočet je třeba znát převodový poměr stálého záběru:

$$u_{\text{SZ}} = \frac{69}{14} = 4,92 \text{ [-]}$$

$$N_{\text{vys}} = N_{\text{SZ}} \cdot u_{\text{SZ}} \text{ [cyklů]} \quad (21)$$

$$N_{\text{vys}} = N_{\text{SZ}} \cdot u_{\text{SZ}} \text{ [cyklů]}$$

$$N_{\text{vys}} = 64817896 \cdot 4,92 \text{ [cyklů]}$$

$$N_{\text{vys}} = 318904050 \text{ [cyklů]} = 3,189 \cdot 10^8 \text{ [cyklů]}$$

Rozdělení cyklů podle využitelnosti jednotlivých rychlostních stupňů

V praxi jsou ozubená kola v jednotlivých převodech namáhána jinou dobu např. první rychlostní stupeň je zařazen pouze při rozjezdu, a proto v celkové jízdě není namáhán takovou dobu jako třetí rychlostní stupeň, který je zařazen podstatně déle. Vše záleží na stylu jízdy např. V Německu se jezdí jinak než v České republice.

Co se využití rychlostních stupňů týče, může se použít podklad z německé normy DIN 3990-41. Dalším postupem, jak určit využití jednotlivých stupňů bylo provedení výpočtu využitelnosti jednotlivých rychlostních stupňů pomocí měření na vlastní trase, kterou automobil ujede. Na této trase bylo spočítáno kolikrát a na jak dlouho byly zařazeny jednotlivé rychlostní stupně, následně bylo vyhodnoceno (%) využití rychlostních stupňů viz tab.7.

Zvolená trasa: Ostrava – Poruba (odjezd z parkoviště VŠB-TU Ostrava) →

→ Opava – Centrum (příjezd parkoviště Horní náměstí)



Obr.26- Trasa pro určení využití rychlostních stupňů [15]

Tab. 7 - Využití rychlostních stupňů na vybrané trase

	Celkový čas zařazení (sekundy)	Počet zařazení	% využití rychlostních stupňů
1.Rychlostní stupeň	36	4	1,463414634
2.Rychlostní stupeň	49	7	1,991869919
3.Rychlostní stupeň	93	9	3,780487805
4. Rychlostní stupeň	328	9	13,33333333
5. Rychlostní stupeň	1954	6	79,43089431
Součet	2460 (41min)	35	100%

Počet otáček výstupní hřídele se rovná součtu počtu cyklů všech ozubených kol na této hřídeli sníženého o procentuální využití převodu (tab.7). Do výpočtu se dosazuje, jak počet cyklů jednotlivých kol, tak počet cyklů jednotlivých pastorků. Počet cyklů jednotlivých pastorků (kol na vstupní hřídeli) se určí pomocí daného převodového poměru, a to tak, že počet cyklů kola se vynásobí převodovým poměrem daného rychlostního stupně, jak je naznačeno v tab.8

Tab.8 - Počet cyklů u kol a pastorků

	Pastorek	Kolo
1. Rychlostní stupeň (převod 49:13)	17590579,87	4666888,537
2. Rychlostní stupeň (převod 43:22)	12415573,42	6352153,841
3. Rychlostní stupeň (převod 40:33)	14613489,36	12056128,72
4. Rychlostní stupeň (převod 37:42)	37458570,95	42520540
5. Rychlostní stupeň (převod 37:50)	187448170,8	253308338,9
Stálý převod (převod 69:14)	318904050	64817896,34

Po zjištění všech požadovaných hodnot, a následným správným zadáním do programu ISO 6336 je možné vypočítat ohybová a kontaktní napětí jednotlivých převodů a následně tyto hodnoty porovnávat s novým návrhem ozubení.

Zatěžující údaje

Metoda výpočtu

☒ Jednohadinové zatížení
☐ Vícehadinové zatížení
☐ Přímé zadání ekv. zatížení

☐ Ekvivalentní zatížení + Ka (ISO)
☐ Ekvivalentní zatížení + Ka (ČSN)
☒ Výpočet podle Minera
☐ Výpočet podle Haibacha

T₁ 95.0 [N·m]
n₁ 4200.0 [ot/min]
N_{L1} 1.759E+7 [cyklů]
N_{L2} 4.667E+6 [cyklů]
R₁ 0.000 Help
R₂ 0.000 Help
K_A 1.250 Help

☒ Cykly ☐ Obv. síla F
☐ Hodiny ☒ Moment T

Vykresli Zadej spektrum Help **Ok**

Obr. 27- zatěžující údaje ISO6336 pro 1.převodový stupeň [13]

ISO B verze 1.0 © M. Němček 2016

Metoda
☒ ISO B
☐ ISO C

Typ ozubení
☒ Vnější
☐ Vnitřní

Hypotéza
☒ Miner
☐ Haibach

Geometrie

Materiály

Rozměry

Přesnost

KHβ

Ostatní souč.

Zatížení

Životnost

Výpočet

Vykresli výsledky

Poškození

Ulož

Načti

Help

Konec

OHYB

Omezení platnosti

DOTYK

$\sigma_{F1} = 813.6$ $\sigma_{F2} = 805.4$
 $\sigma_{FP1} = 813.4$ $\sigma_{FP2} = 811.5$
 $S_{F1} = 1.000$ $S_{F2} = 1.008$
 $\sigma_{FP1\text{ ref}} = 813.4$ $\sigma_{FP2\text{ ref}} = 811.5$
 $\sigma_{FP1\text{ stat}} = 2176.3$ $\sigma_{FP2\text{ stat}} = 2107.5$
 $\sigma_{F1\text{ max}} = 813.6$ $\sigma_{F2\text{ max}} = 805.4$
 $K_F = 1.388$ $K_V = 1.000$
 $K_{F\alpha} = 1.000$ $K_{F\beta} = 1.110$
 $\epsilon_\alpha = 1.070$ $\epsilon_\beta = 1.285$
 $Y_{DT} = 1.000$ $Y_\beta = 0.764$
 $Y_{F1} = 1.440$ $Y_{F2} = 1.478$
 $Y_{S1} = 2.055$ $Y_{S2} = 1.981$
 $Y_{Sg1} = 2.055$ $Y_{Sg2} = 1.981$
 $Y_{B1} = 1.000$ $Y_{B2} = 1.000$
 $Y_{N1} = 1.000$ $Y_{N2} = 1.000$
 $Y_{\delta\text{ rel T1}} = 1.000$ $Y_{\delta\text{ rel T2}} = 0.998$
 $Y_{R\text{ rel T1}} = 0.957$ $Y_{R\text{ rel T2}} = 0.957$
 $Y_{X1} = 1.000$ $Y_{X2} = 1.000$

$\sigma_{H1} = 2321.9$ $\sigma_{H2} = 2321.9$
 $\sigma_{HP1} = 1510.2$ $\sigma_{HP2} = 1669.7$
 $S_{H1} = 0.650$ $S_{H2} = 0.719$
 $\sigma_{HP1\text{ ref}} = 1395.5$ $\sigma_{HP2\text{ ref}} = 1395.5$
 $\sigma_{HP1\text{ stat}} = 2400.0$ $\sigma_{HP2\text{ stat}} = 2400.0$
 $\sigma_{H1\text{ max}} = 2321.9$ $\sigma_{H2\text{ max}} = 2321.9$
 $K_H = 1.438$ $K_V = 1.000$
 $K_{H\alpha} = 1.000$ $K_{H\beta} = 1.150$
 $K_A = 1.250$
 $Z_\epsilon = 0.967$ $Z_\beta = 1.066$
 $Z_E = 189.8$ $Z_H = 2.100$
 $Z_B = 1.000$ $Z_D = 1.000$
 $Z_{N1} = 1.082$ $Z_{N2} = 1.196$
 $Z_{W1} = 1.000$ $Z_{W2} = 1.000$
 $Z_L = 1.001$ $Z_V = 0.988$
 $Z_R = 0.953$

Obr. 28 Pevnostní kontrola ozubení 1.stupně zatíženého max. momentem [13]

Kontaktní napětí vychází v této pevnostní kontrole jako nevyhovující, je to díky použití maximálního krouticího momentu z motoru místo ekvivalentního, pro tuto úlohu je to však vyhovující.

Tab. 9- orientační hodnoty ohybových a kontaktních napětí řešené převodovky

	ohybová napětí (pastorek)	ohybová napětí (kolo)	kontaktní napětí (pastorek)	kontaktní napětí (kolo)
	σ_{F1} [MPa]	σ_{F2} [MPa]	σ_{H1} [MPa]	σ_{H2} [MPa]
1.stupeň	813,6	805,4	2321,9	2321,9
2.stupeň	491,3	586,8	1371	1371
3.stupeň	404,8	417	1105,5	1105,5
4.stupeň	393	397,5	1089	1089
5.stupeň	411,3	411	1045,7	1045,7
SZ	884,9	899,5	2183,6	2183,6

6. Návrh nové geometrie ozubení

Návrh nové geometrie byl prováděn za podmínky nezvýšení ohybových a kontaktních napětí a vychází z již známých geometrických parametrů ozubení řešené převodovky. Návrh nové geometrie ozubení se týká všech 5 převodových stupňů a stálého záběru.

Návrh nové geometrie ozubení je rozdělen do 2 částí:

- návrh ozubení s vyrovnanými měrnými skluzy a zrušením hlavových sražení,
- návrh ozubení s vyrovnanými měrnými skluzy a zachováním stávajících hlavových sražení.

6.1. Návrh ozubení s vyrovnanými měrnými skluzy a zrušením hlavových sražení

V tomto návrhu je nutné dodržet podmínku vyrovnaných měrných skluzů. Rozdělení korekcí vychází ze stejného součtu jako u předchozí převodovky. Nejprve je však potřeba provést přepočet, který zruší stávající hlavová sražení.

6.1.1. Zrušení hlavových sražení a jejich vliv na napětí

V tomto návrhu jsou nejprve zrušeny stávající hlavová sražení, rozložení jednotkových korekcí je zatím ponecháno stejné jako u původní převodovky. Cílem výpočtu je zjistit, jak samotné hlavové sražení ovlivňuje ohybová a kontaktní napětí.

Aby došlo ke zrušení hlavových sražení musí se v pevnostním výpočtu namísto hlavového průměru konce záběru d_{FA} (z původního zadání) dosadit hlavový průměr pastorku (kola) d_a , který se v případě, že zub je bez hlavového sražení stává také průměrem konce záběru $d_{FA} = d_a$

Geometrie ozubení			
z_1	13.0	z_2	49.0
h_{aP1}^*	1.028	h_{aP2}^*	1.161
c_{P1}^*	0.250	c_{P2}^*	0.250
ρ_{FP1}^*	0.384	ρ_{FP2}^*	0.457
s_{pr1}	0.000 [mm]	s_{pr2}	0.000 [mm]
x_1	0.5667	x_2	0.3000
d_{a1}	31.729 [mm]	d_{a2}	104.461 [mm]
m_n	1.800 [mm]		
β	28.3500 [°]		
α_P	20.000 [°]		
a	64.871 [mm]		

Buttons: Help, OK, Moduly

Obr. 29 – Zadání s hlavovým sražením [13]

Geometrie ozubení			
z_1	13.0	z_2	49.0
h_{aP1}^*	1.028	h_{aP2}^*	1.161
c_{P1}^*	0.250	c_{P2}^*	0.250
ρ_{FP1}^*	0.384	ρ_{FP2}^*	0.457
s_{pr1}	0.000 [mm]	s_{pr2}	0.000 [mm]
x_1	0.5667	x_2	0.3000
d_{a1}	32.000 [mm]	d_{a2}	105.300 [mm]
m_n	1.800 [mm]		
β	28.3500 [°]		
α_P	20.000 [°]		
a	64.871 [mm]		

Buttons: Help, OK, Moduly

Obr. 30 – Zadání bez hlavového sražení [13]

ISO B verze 1.0 © M. Němček 2016

OHYB **Omezení platnosti** **DOTYK**

Metoda: ☒ ISO B ☐ ISO C

Typ ozubení: ☒ Vnější ☐ Vnitřní

Hypotéza: ☒ Miner ☐ Haibach

Geometrie Materiály

Rozměry Přesnost

KHB Ostatní souč.

Zatížení Životnost

Výpočet

Vykresli výsledky

Poškození

Ulož **Načti**

Help **Konec**

σ_{F1} = 711.9	σ_{F2} = 769.2	σ_{H1} = 2127.9	σ_{H2} = 2127.9
σ_{FP1} = 900.1	σ_{FP2} = 811.5	σ_{HP1} = 1847.7	σ_{HP2} = 1671.3
S_{F1} = 1.264	S_{F2} = 1.055	S_{H1} = 0.868	S_{H2} = 0.785
$\sigma_{FP1\text{ ref}}$ = 813.4	$\sigma_{FP2\text{ ref}}$ = 811.5	$\sigma_{HP1\text{ ref}}$ = 1396.9	$\sigma_{HP2\text{ ref}}$ = 1396.9
$\sigma_{FP1\text{ stat}}$ = 2365.1	$\sigma_{FP2\text{ stat}}$ = 2151.6	$\sigma_{HP1\text{ stat}}$ = 2400.0	$\sigma_{HP2\text{ stat}}$ = 2400.0
$\sigma_{F1\text{ max}}$ = 711.9	$\sigma_{F2\text{ max}}$ = 769.2	$\sigma_{H1\text{ max}}$ = 2127.9	$\sigma_{H2\text{ max}}$ = 2127.9
K_F = 1.385	K_V = 1.000	K_H = 1.438	K_V = 1.000
$K_{F\alpha}$ = 1.000	$K_{F\beta}$ = 1.108	$K_{H\alpha}$ = 1.000	$K_{H\beta}$ = 1.150
ϵ_{α} = 1.274	ϵ_{β} = 1.285	K_A = 1.250	
Y_{DT} = 1.000	Y_{β} = 0.764	Z_{ϵ} = 0.886	Z_{β} = 1.066
Y_{F1} = 1.149	Y_{F2} = 1.381	Z_E = 189.8	Z_H = 2.100
Y_{S1} = 2.257	Y_{S2} = 2.028	Z_B = 1.000	Z_D = 1.000
Y_{Sg1} = 2.257	Y_{Sg2} = 2.028		
Y_{B1} = 1.000	Y_{B2} = 1.000		
Y_{N1} = 1.107	Y_{N2} = 1.000	Z_{N1} = 1.323	Z_{N2} = 1.196
$Y_{\delta\text{ rel T1}}$ = 1.012	$Y_{\delta\text{ rel T2}}$ = 0.998	Z_{W1} = 1.000	Z_{W2} = 1.000
$Y_{R\text{ rel T1}}$ = 0.961	$Y_{R\text{ rel T2}}$ = 0.957	Z_L = 1.000	Z_V = 0.994
Y_{X1} = 1.000	Y_{X2} = 1.000	Z_R = 0.977	

Obr. 31- Pevnostní kontrola ozubení 1.stupně bez hlavového sražení [13]

Jak je možné vidět z obr.31 (tab.11) zrušením hlavových sražení se napětí jak v ohybu, tak v dotyku snižuje. Obecně by tomu mělo být naopak, jenže zde hraje zásadní roli součinitel trvání záběru profilu ϵ_{α} . Napětí u kol se sražením je větší, jelikož nese méně párů zubů.

Tab. 10 - Srovnání hodnot ϵ_{α} se sražením a bez sražení

	Součinitel trvání záběru profilu ϵ_{α}	
	se sražením	bez sražení
1.stupeň	0,9147	1,2
2.stupeň	1,55327	1,84917
3.stupeň	1,86917	2,19
4.stupeň	1,74211	2,15
5.stupeň	1,78297	2,2
SZ	1,15	1,36

Tab. 11- Srovnání ohybového napětí ozubení se sražením a bez sražení

	Se sražením	Bez sražení	Se sražením	Bez sražení
	ohybová napětí (pastorek)	ohybová napětí (pastorek)	ohybová napětí (kolo)	ohybová napětí (kolo)
	σ_{F1} [MPa]	σ_{F1} [MPa]	σ_{F2} [MPa]	σ_{F2} [MPa]
1.stupeň	813,6	711,9	805,4	769,2
2.stupeň	491,3	450,3	586,8	537,5
3.stupeň	404,8	353	417	396
4.stupeň	393	351,8	397,5	357,1
5.stupeň	411,3	366,4	411	374,9
SZ	884,9	781,4	899,5	858,6

Tab. 12- Srovnání kontaktního napětí

	Se sražením	Bez sražení	Se sražením	Bez sražení
	kontaktní napětí (pastorek)	kontaktní napětí (pastorek)	kontaktní napětí (kolo)	kontaktní napětí (kolo)
	σ_{H1} [MPa]	σ_{H1} [MPa]	σ_{H2} [MPa]	σ_{H2} [MPa]
1.stupeň	2321,9	2127,9	2321,9	2127,9
2.stupeň	1371	1259,7	1371	1259,7
3.stupeň	1101,5	1001,3	1101,5	1001,3
4.stupeň	1089	983,8	1089	1048,2
5.stupeň	1045	950,2	1045	950,2
SZ	2183,6	2009,9	2183,6	2009,9

6.1.2. Změna parametrů pro nový návrh ozubení

U nového návrhu ozubení je nutné pro dosažení vyrovnaných měrných skluzů změnit některé parametry ozubení. Stěžejní je změna rozložení jednotkových korekcí, kdy součet korekcí se nezmění. Pro tento úkon slouží v programu „Geometrie“ výpočet na vyr. skluzu, to ovšem ještě nezajišťuje, že měrné skluzy na hlavách (patách) budou vyrovnané. Aby výpočet fungoval musí se vypočítat také teoretické hlavové průměry jak na pastorku, tak na kole. i pro rádius paty kola a pastorku.

Geometrický výpočet ozubení

Zadání | *Měry ozubení* | Identifikace

☒ Vnější ☐ Vnitřní ☐ Kuželové

Povinný vstup :

Normální modul m_n 1.8000 [mm]
 Počet zubů pastorku z_1 13.0
 Počet zubů kola z_2 49.0
 Sklon zubů roztečný β 28.3500 [°]
 Společná šířka zubů b 15.30 [mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí x_Σ 0.866700
 Korekce pastorku x_1 0.490552
 Korekce kola x_2 0.376148
 Osová vzdálenost pracovní a 65.000000 [mm]
 Úhel záběru pracovní α_{wt} 25.656454 [°]
 Boční vůle j_n 0.099 [mm]

☐ β

Základní profil :

☐ Standard ☒ Nestandard ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku h_{aP1}^* 1.1000
 Poměrná výška hlavy kola h_{aP2}^* 1.1000
 Poměrná hlavová vůle pastorku c_{P1}^* 0.2500
 Poměrná hlavová vůle kola c_{P2}^* 0.2500
 Poměrný rádius paty pastorku ρ_{fP1}^* 0.4199
 Poměrný rádius paty kola ρ_{fP2}^* 0.4199
 Úhel profilu α_p 20.0000 [°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku d_{a1} 32.00000 [mm]
 Hlavový průměr kola d_{a2} 105.30000 [mm]

KOMPLEXNÍ KONTROLA ☒ DEC ☐ DMS

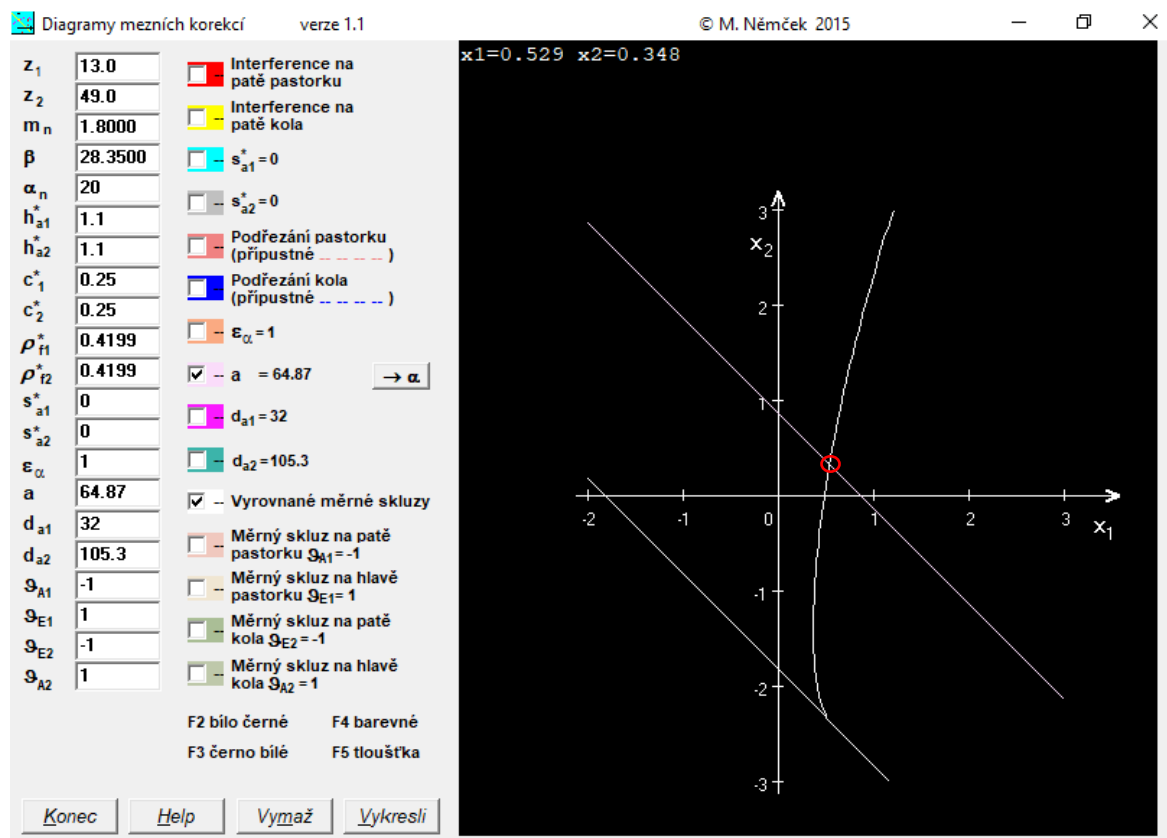
Obr. 32 - Zadávací okno parametrů programem Geometrie [13]

Součet korekcí, počet zubů, úhel sklonu β a modul jsou při tomto návrhu zachovány. Potřebné korekce k dosažení vyrovnaných měrných skluzů jsou zobrazeny v tab.13.

Tab. 13 - Hodnoty korekcí u návrhu ozubení bez sražení pro vyrovnaní měrných skluzů

	součet korekcí	korekce pastorku x_1	korekce kola x_2
1.stupeň	0,8667	0,490552	0,376148
2.stupeň	0,7853	0,557924	0,227376
3.stupeň	0,2359	0,205487	0,030413
4.stupeň	-0,0869	-0,109007	0,022107
5.stupeň	0,0481	-0,102051	0,150151
SZ	0,3424	0,375633	-0,033233

Krom programu „Geometrie“ je další možností pro nalezení hodnot korekcí pro dosažení vyrovnaných měrných skluzů také vytvoření diagramu mezních korekcí v programu „DMK“. Jedná se o optimalizační úlohu. Na obr.33 je možné vidět mezní křivku korekcí x_1 a x_2 (souř. [-2,-2]), která definuje oblast existence soukolí. Šikmá přímka, která klesá pod úhlem 45° přísluší osově pracovní vzdálenosti 64,87 mm a protíná v kroužku bílou křivku, jež je křivkou vyrovnaných měrných skluzů. Tato metoda je rychlá a velice efektivní.



Obr. 33 - Diagram mezních korekcí [14]

Hlavové průměry ve výpočtu vychází na několik desetinných míst, což znamená, že přesně taková hodnota je potřebná k dosažení vyrovnaných měrných skluzů. V praxi se obvykle hlavové průměry zaokrouhlují na 1 desetinné místo, výjimečně na 2 desetinná místa. V tomto návrhu, budou provedeny zaokrouhlení hlavových průměrů, což lehce změní hodnoty měrných skluzů, ale skluzy lze pořád pokládat za vyrovnané. Hlavové průměry se budou vyrábět s tolerancí h10. Poměrné výšky hlav pastorku a kola budou stejné. Totéž platí. V tab.14 jsou pak zobrazeny hodnoty nově navržených hlavových průměrů a poměrných výšek ozubení.

Tab. 14 - Hodnoty hlavových průměrů a poměrných výšek profilu u návrhu bez sražení

	hlavový průměr pastorku d_{a1}	hlavový průměr kola d_{a2}	poměrná výška hlavy pastorku h_{ap1}^*	poměrná výška hlavy kola h_{ap2}^*
1.stupeň	32	105,3	1,1	1,1
2.stupeň	49,3	89,4	1,4	1,4
3.stupeň	63,2	75,1	1,4	1,4
4.stupeň	72,7	64,8	1,4	1,4
5.stupeň	77,65	58,9	1,35	1,35
SZ	43,7	187,8	1,1	1,1

6.1.3. Výpočet hodnot měrných skluzů u návrhu bez sražení

V tab.15 jsou zobrazeny hodnoty měrných skluzů a srovnány se starými hodnotami (ozubení se sražením). Oproti hodnotám u původní převodovky jsou tyto hodnoty v některých případech vyšší, stěžejní výhodou ale je, že se podařilo dosáhnout vyrovnaných měrných skluzů, čímž se zlepší kvalita ozubení. Hodnoty měrných skluzů nepřekračují hodnoty $|2 \text{ až } 3|$. Jsou tedy vyhovující. Pro snížení měrných skluzů je dále možné zvýšit úhel profilu. Vzhledem k vyhovujícím hodnotám měrných skluzů je úhel profilu ponechán ze stávající převodovky.

Tab. 15 - Srovnání starých/nových hodnot měrných skluzů

	Pastorek pata	Pastorek hlava	Kolo pata	Kolo hlava
1.stupeň	-0,60984/-1,1544	0,52142/0,53	-1,08952/-1,15302	0,37882/0,53429
2.stupeň	-1,88537/-1,73776	0,56363/0,63458	-1,29165/-1,73659	0,62342/0,63474
3.stupeň	-1,75378/-2,117	0,67522/0,67684	-1,89958/-2,07899	0,67917/0,67917
4.stupeň	-1,43883/-2,07249	0,62361/0,67495	-1,6568/-2,07648	0,58997/0,67453
5.stupeň	-1,35219/-2,11047	0,59795/0,6791	-1,48725/-2,11626	0,57486/0,67851
SZ	-0,45946/-1,00749	0,503905/0,50536	-1,116943/-1,02167	0,31482/0,50186

Převod 3, 4, 5 se podařilo navrhnout s celočíselným součinitelem trvání záběru $\epsilon_\alpha=2$. Pro celočíselné hodnoty ϵ_α pracuje soukolí s minimálním hlukem a vibracemi.

6.1.4. Pevnostní výpočet nového ozubení (bez sražení)

V této kapitole je proveden pevnostní výpočet nově navrženého ozubení, který je bez sražení. V tab.16 a tab.17 jsou zobrazeny hodnoty jednotlivých napětí nově navrženého ozubení a srovnány s napětími původní převodovky. Ohybová a kontaktní napětí nově navržené geometrie ozubení jsou nižší (růst ϵ_α).

Tab.16- Srovnání hodnot ohybového napětí ozubení původní převodovky a nového návrhu ozubení bez sražení

	Původní převodovka	Nový návrh (bez sražení)	Původní převodovka	Nový návrh (bez sražení)
	ohybová napětí (pastorek)	ohybová napětí (pastorek)	ohybová napětí (kolo)	ohybová napětí (kolo)
	σ_{F1} [MPa]	σ_{F1} [MPa]	σ_{F2} [MPa]	σ_{F2} [MPa]
1.stupeň	813,6	712,1	711,9	709,5
2.stupeň	491,3	406,2	586,8	471,3
3.stupeň	404,8	336,3	417	357,2
4.stupeň	393	349,9	397,5	336,5
5.stupeň	411,3	366,4	411	374,9
SZ	884,9	860,5	899,5	837,5

Tab.17 Srovnání hodnot kontaktního napětí ozubení původní převodovky a nového návrhu ozubení bez sražení

	Původní převodovka	Nový návrh (bez sražení)	Původní převodovka	Nový návrh (bez sražení)
	kontaktní napětí (pastorek)	kontaktní napětí (pastorek)	kontaktní napětí (kolo)	kontaktní napětí (kolo)
	σ_{H1} [MPa]	σ_{H1} [MPa]	σ_{H2} [MPa]	σ_{H2} [MPa]
1.stupeň	2321,9	2142	2321,9	2142
2.stupeň	1371	1312,2	1371	1312,2
3.stupeň	1101,5	1046,5	1101,5	1046,5
4.stupeň	1089	1005	1089	1005
5.stupeň	1045	950,2	1045	950,2
SZ	2183,6	2097	2183,6	2097

6.2. Návrh ozubení s vyrovnanými měrnými skluzu a zachováním stávajících hlavových sražení

Při tomto návrhu jsou zachovány veškeré hodnoty ze stávající převodovky, kromě rozložení jednotkových korekcí, také se upravuje velikosti hlavových průměrů z důvodu tloušťek hlav $s_{a1,2}$, které jsou důležité z hlediska technologických omezení.

6.2.1. Rozložení jednotkových korekcí návrhu se sražením

Z důvodu sražení, nejde hýbat poměrnými výškami hlav pastorku a kola, jediné, co se může měnit je rozložení jednotkových korekcí při podmínce zachování jejich součtu. Program při zachování hlavových sražení neumožňuje vyrovnat měrné skluzy výpočtem, proto je rozložení jednotkových korekcí měněno ručně. Hodnoty korekcí jsou v tab.18

Tab. 18 – Nové hodnoty jednotkových korekcí u původního ozubení se sražením

	součet korekcí	korekce pastorku x_1	korekce kola x_2
1.stupeň	0,8667	0,477700	0,389000
2.stupeň	0,7853	0,727000	0,058300
3.stupeň	0,2359	0,290000	-0,054100
4.stupeň	-0,0869	-0,085000	-0,001900
5.stupeň	0,0481	-0,073500	0,121600
SZ	0,342400	0,44550	-0,103100

6.2.2. Změna hlavových průměrů

Hlavové průměry nově navrženého soukolí se stávajícím sražením mají hodnoty dle tab.19. Jsou zde také srovnány hodnoty hlavových průměru u návrhu bez sražení.

Tab. 19 – Srovnání hodnot hlavových průměrů návrhu bez sražení/ se sražením (nové řešení)

	hlavový průměr pastorku d_{a1}	hlavový průměr kola d_{a2}
1.stupeň	32/31,8	105,3/105,6
2.stupeň	49,3/49,5	89,4/89,8
3.stupeň	63,2/63,8	75,1/75,5
4.stupeň	72,7/72,9	64,8/64,9
5.stupeň	77,65/78,1	58,9/59,2
SZ	43,7/44	187,8/188,6

6.2.3. Hodnoty měrných skluzů u návrhu se sražením

Tento návrh ozubení pracuje s omezující podmínkou vyrovnaných měrných skluzů. Jak je v tab.20 možné vidět hodnoty měrných skluzů u návrhu se sražením jsou menší než u návrhu bez sražení.

Tab. 20 - srovnání hodnot měrných skluzů návrhu bez sražení/se sražením (nové řešení)

	Pastorek pata	Pastorek hlava	Kolo pata	Kolo hlava
1.stupeň	-1,1944/-0,79878	0,54245/0,44443	-1,19302/-0,79996	0,54429/0,44407
2.stupeň	-1,74778/-1,58243	0,63516/0,61257	-1,74094/-1,58111	0,63607/0,61277
3.stupeň	-2,117/-1,83001	0,67684/0,64720	-2,0975/-1,83449	0,67917/0,64664
4.stupeň	-2,07249/-1,53974	0,67495/0,60538	-2,07648/-1,53409	0,67453/0,60626
5.stupeň	-2,11047/-1,40891	0,6791/0,58446	-2,11626/-1,40650	0,67851/0,58488
SZ	-1,00749/-0,94752	0,50536/0,48661	-1,02167/-0,94785	0,50186/0,48653

Podmínka vyrovnaných měrných skluzů je splněna.

6.2.4. Pevnostní výpočet nového ozubení (se sražením)

V tomto kroku je proveden pevnostní výpočet nově navrženého ozubení, který je se sražením. V tab.21 a tab.22 jsou zobrazeny hodnoty jednotlivých napětí nově navrženého ozubení a srovnány s napětími nově navrženého ozubení bez sražení. Ohybová a kontaktní napětí nově navržené geometrie ozubení se sražením jsou oproti hodnotám napětí původní převodovky dokonce trochu nižší.

Tab. 21- Srovnání hodnot ohybového napětí ozubení vytipované převodovky a nového návrhu ozubení se sražením

	Původní převodovka	Nový návrh (se sražením)	Původní převodovka	Nový návrh (se sražením)
	ohybová napětí (pastorek)	ohybová napětí (pastorek)	ohybová napětí (kolo)	ohybová napětí (kolo)
	σ_{F1} [MPa]	σ_{F1} [MPa]	σ_{F2} [MPa]	σ_{F2} [MPa]
1.stupeň	813,6	720,3	711,9	706,9
2.stupeň	491,3	441,4	586,8	555,1
3.stupeň	404,8	356,6	417	390,8
4.stupeň	393	360,6	397,5	354,4
5.stupeň	411,3	372,3	411	360,9
SZ	884,9	784,3	899,5	826,8

Tab.22-Srovnání hodnot kontaktního napětí ozubení původní převodovky a nového návrhu ozubení se sražením

	Původní převodovka	Nový návrh (se sražením)	Původní převodovka	Nový návrh (se sražením)
	kontaktní napětí (pastorek)	kontaktní napětí (pastorek)	kontaktní napětí (kolo)	kontaktní napětí (kolo)
	σ_{H1} [MPa]	σ_{H1} [MPa]	σ_{H2} [MPa]	σ_{H2} [MPa]
1.stupeň	2321,9	2120,5	2321,9	2120,5
2.stupeň	1371	1273,7	1371	1273,7
3.stupeň	1101,5	999,8	1101,5	999,8
4.stupeň	1089	991,8	1089	991,8
5.stupeň	1045	943,5	1045	943,5
SZ	2183,6	1987,8	2183,6	1987,8

7. Závěr

Dle zadání práce byla provedena analýza typické převodovky osobního automobilu z hlediska měrných skluzů, kde cílem bylo zjištění hodnot měrných skluzů pro všechny převodové stupně a stálý záběr. Dále byl proveden pevnostní výpočet a stanovení ohybových a kontaktních napětí, jejichž hodnoty nebyly relevantní z hlediska reálných hodnot, ale pro srovnání napětí v dalších výpočtech byly vyhovující. Po vyhodnocení typické převodovky byl proveden nový návrh geometrie, při podmínce vyrovnaných měrných skluzů a nezvýšení ohybových a kontaktních napětí.

U návrhu nové geometrie ozubení byly navrženy dvě řešení, návrh se zrušením hlavových sražení a návrh se zachováním hlavových sražení.

U návrhu se zrušením hlavových sražení byla zásadní změna rozložení jednotkových korekcí, změna hodnot poměrných výšek a hlavových průměrů, které se musely následně zaokrouhlit, což trošku zhoršilo hodnoty měrných skluzů, ale měrné skluzy se přesto daly považovat za vyrovnané. Dalším výhodou bylo zvýšení součinitele trvání záběru ε_α , což zlepšilo pevnostní vlastnosti soukolí. Poslední výhodou bylo také zlepšení tloušťek hlav pastorku a kola, což je výhodné z hlediska technologických omezení.

U návrhu se zachováním hlavových sražení byly z důvodu nástroje s úpravou pro sražení hlav ponechány stejné poměrné výšky. Měnily se zde pouze hlavové průměry a rozložení jednotkových korekcí. Rozložení jednotkových korekcí bylo měněno ručně, jelikož program „Geometrie“ neumožňoval rozložení jednotkových korekcí pro vyrovnaní měrných skluzů výpočtem. Ohybová a kontaktní napětí se taktéž podařilo nezvýšit.

Navržené řešení splňuje všechny požadavky dané zadáním diplomové práce.

8. Literatura

- [1] Agro-centrum s.r.o: Převodovka řetězová [online]. [cit. 2020-05-02]. Dostupný z: <<http://www.agro-centrum.cz/prevodovka-retezova-robix-109/>>
- [2] Automobily.cz: Převodovka eTwinstorX [online]. [cit. 2020-05-02]. Dostupný z: <<https://autobible.euro.cz/prevodovka-etwinstorx-od-gkn-zlepsi-dojezd-i-dynamiku-elektromobilu/>>
- [3] Vykoukal,R.; Automobily, Praha: SNTL, 1971. 409 s.
- [4] Moravec,V.; Konstrukce strojů a zařízení II. Čelní ozubená kola, Montanex, a.s. Ostrava 2001.291s. ISBN 978-80-7225-051-5
- [5] Bolek,A.; Kochman,J. Části strojů 2.svazek. Praha: SNTL, 1990. 707 s. ISBN: 80-03-00426-8
- [6] Forum.skodahome.cz: Charakteristika motoru [online]. [cit. 2020-05-02]. Dostupný z: <<https://forum.skodahome.cz/topic/130245-motor-10-mpi-44-a-55-kw/>>
- [7] Němček,M.; Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol. Montanex, a.s. Ostrava, 2003. 143 s. ISBN: 80-7225-111-2
- [8] Němček, M.:Srazeni.pdf
- [9] ISO 6336 – Calculation of load capacity of spur and helical gears
- [10] Moravec,V., Deil,Z., Němček, M.,Folta,Z., Havlík,J., Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů Montanex, a.s. Ostrava, 2009. 188 s. ISBN: 978-80-7225-304-3
- [11] ČSN ISO 21771. Ozubená kola – Čelní kola a soukolí s evolventním ozubením – Pojmy a geometrie 2016. 98 s
- [12] Němček, M.: Geometrie-software pro MS Windows
- [13] Němček, M.: ISO 6336- software pro MS Windows
- [14] Němček, M.: Diagram Mezních Korekcí (DMK) - software pro MS Windows
- [15] Mapy.cz [online]. [cit. 2020-05-02]. Dostupný z:<<https://mapy.cz/zakladni?planovani-trasy&x=18.0935966&y=49.8750314&z=12&rc=9owDDxXEFK9q0HNxW1MU&rs=muni&rs=muni&ri=4660&ri=4730&mrp=%7B%22c%22%3A111%7D&xc=%5B%5D%7D>>

9. Seznam příloh

Soubory výpočtu z programu „Geometrie“ a „ISO 6336“